

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ ШАХТ

Под общей редакцией
Б. Ф. БРАТЧЕНКО



МОСКВА «НЕДРА» 1977

Стационарные установки шахт. Под общей ред. Б. Ф. Братченко. М., «Недра», 1977, 440 с.

Настоящая книга составлена аналогично вышедшим под редакцией Б. Ф. Братченко книгам «Оборудование для механизации очистных работ в угольных шахтах» (1972 г.) и «Машины и оборудование для проведения горизонтальных и наклонных горных выработок» (1975 г.).

В книге изложены основные направления развития стационарного оборудования, применяемого на угольных шахтах страны.

Описаны конструкции вентиляторных, водоотливных, компрессорных и подъемных установок, находящихся в эксплуатации и подготовляемых к серийному производству. Даны технические характеристики указанных установок, сведения по области применения и особенностям эксплуатации.

Приведенные в книге материалы могут способствовать выбору оптимального стационарного оборудования, а следовательно, повышению его эффективности, улучшению технико-экономических показателей и повышению безопасности работы.

Книга рассчитана на широкий круг работников угольной промышленности.

Табл. 135, ил. 373, список лит. — 80 назв.

Редакционная коллегия:

Б. Ф. БРАТЧЕНКО (гл. редактор),
Г. М. НЕЧУШКИН (зам. гл. редактора),
Н. Г. ГАРКУША,
Г. А. БАБАК,
Н. А. БОГОМОЛОВ,
В. В. ПАК,
В. Г. СИДОРОВИЧ,
Г. Б. ДЬЯКОВА

С $\frac{30704-246}{043(01)-77}$ 218—77

XXV съезд КПСС поставил перед угольной промышленностью страны сложные, масштабные и принципиально новые задачи. В десятой пятилетке необходимо довести годовую добычу угля до 790—810 млн. т, построить десятки шахт и разрезов общей мощностью свыше 120 млн. т, провести значительный объем работ по реконструкции и модернизации действующих шахт и разрезов. Необходимо широко развернуть работы по добыче угля открытым способом и наряду с развитием действующих угольных бассейнов — Донецкого, Кузнецкого, Карагандинского, Печорского и других, ускорить развитие Южно-Якутского угольного района, Канско-Ачинского топливно-энергетического комплекса и Экибастузского бассейна. Перед отраслью также поставлена задача поднять на более высокий уровень обеспечение безопасных условий труда на предприятиях угольной промышленности, ускорить научные, конструкторские и экспериментальные работы по созданию средств безлюдной выемки угля.

Генеральный секретарь ЦК КПСС тов. Л. И. Брежнев в речи на Пленуме ЦК КПСС 25 октября 1976 года сказал: «Эффективность и качество. Эти два слова стали теперь девизом всей хозяйственной деятельности. В них, как всем понятно, выражены объективные потребности нынешнего этапа развития народного хозяйства».

Эффективность и качество для угольной промышленности — это повсеместное повышение производительности труда, совершенствование технологии добычи угля, ускорение темпов комплексной механизации и автоматизации производственных процессов, улучшение качества угля и продукции угольного машиностроения, уменьшение материалоемкости и повышение фондоотдачи.

В условиях быстрого роста производственной мощности шахт, интенсивной механизации добычи угля и перехода в основных бассейнах страны к разработке более глубоких горизонтов угольные предприятия следует обеспечить комплексом совершенного и высокопроизводительного стационарного оборудования, включающего вентиляторные установки главного проветривания, главные и вспомогательные подъемные установки, главный водоотлив, компрессорные станции с силовой сетью сжатого

воздуха, теплотехнические, дегазационные и другие установки.

Одним из важнейших звеньев сложной технологической системы шахты является система вентиляции подземных выработок, от совершенства которой зависит сама возможность ведения горных работ, безопасность и производительность труда шахтеров.

Вентиляторные установки главного проветривания обеспечивают нормальные атмосферные условия в угольных шахтах, причем в условиях современной шахты необходимо подавать на каждую тонну добытого угля от 5 до 15 т воздуха.

На угольных предприятиях страны эксплуатируется свыше 2000 главных и вспомогательных (шурфовых) вентиляторных установок, которые потребляют 5 млрд. кВт·ч электроэнергии ежегодно.

В последние годы полностью обновлена номенклатура изготавливаемых заводами вентиляторных установок главного проветривания, прекращен выпуск вентиляторов устаревших конструкций, освоено производство новых, более совершенных — центробежных (одностороннего и двустороннего всасывания) и осевых. При благоприятных акустических характеристиках, высокой экономичности и надежности, сравнительно небольших габаритах они обеспечивают потребность шахт в воздухе от 10 до 700 м³/с при давлении от 50 до 700 кгс/м².

Для проветривания крупных и глубоких шахт создана уникальная малощумная шахтная вентиляторная установка главного проветривания с центробежными вентиляторами ВЦД-47 «Север» номинальной производительностью 490 м³/с, статическим давлением 700 кгс/м² при статическом к. п. д. 0,86.

Разрабатывается ряд унифицированных центробежных вентиляторов главного проветривания высокого давления (до 700—900 кгс/м²) и большой глубиной регулирования, способных работать экономично и надежно при значительном резерве производительности.

Отличительными особенностями новых вентиляторных установок главного проветривания с осевыми вентиляторами типа ВОД являются возможность реверсирования вентиляционной струи без обводных каналов и реверсирующих ляд, более высокая экономичность и надежность, защищенность от обмерзания

резервного вентилятора и ляд, лучшие акустические характеристики.

Задача дальнейшего совершенствования шахтных вентиляторных установок главного проветривания с центробежными и осевыми вентиляторами решается путем повышения надежности, производительности, давления и средневзвешенного к. п. д., уменьшения габаритов и уровня шума, устранения обмерзания вентиляторов и переключающих устройств, уменьшения потерь воздуха в установках.

Для проветривания подготовительных подземных выработок шахт заводы угольного машиностроения изготавливают вентиляторы местного проветривания с электрическим и пневматическим приводами (последний производительностью до $8 \text{ м}^3/\text{с}$ и давлением до $360 \text{ кгс}/\text{м}^2$). Кроме того, находятся в процессе разработки и освоения более мощные осевые и центробежные вентиляторы местного проветривания высокой производительностью, которые позволят проветривать глухие подготовительные выработки сечением до 20 м^2 и протяженностью до 3000 м .

При дальнейшем совершенствовании вентиляторов местного проветривания будут повышены их надежность, долговечность и к. п. д., улучшены регулировочные качества и акустические характеристики.

Развитие угольной промышленности в последние годы обусловило необходимость строительства крупных шахт, разрабатывающих пласты на глубоких горизонтах. Так, дальнейшее развитие Донецкого угольного бассейна в основном возможно за счет добычи угля, залегающего на глубинах $800\text{—}1600 \text{ м}$, где резко возрастают притоки воды, которые для шахты средней производительности могут превышать $2000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Поэтому вопрос организации откачки воды из глубоких шахт, как и создание нового оборудования шахтного водоотлива, чрезвычайно актуален.

Шахтный водоотлив отрасли представляет собой сложное хозяйство, которое характеризуется большим количеством разнообразного оборудования. Парк насосов шахтного водоотлива угольной промышленности превышает 30 тыс. шт. и представлен 137 типоразмерами. Установленная мощность электродвигателей насосов — 2 млн. кВт.

Для шахтного водоотлива используются в основном многоступенчатые секционные центробежные горизонтальные насосы типов ЦНС и МС с подачей до $300 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором до 1000 м .

По энергетическим показателям и конструктивным решениям отечественные шахтные насосы находятся на уровне лучших мировых образцов.

В девятой пятилетке выполнены работы, обеспечившие повышение надежности и экономичности насосов, их всасывающей способности. В настоящее время шахты оснащаются насосами с гарантированным ресурсом до капремонта 10 тыс. ч. Для шахт с кислотными водами созданы и внедрены кислотоупорные насосы. Разработаны три типа высоконапорных насосов, обеспечивающих расширение области применения прогрессивной прямой технологической схемы водоотлива. Создана высоконапорная трубопроводная арматура на давление до $160 \text{ кгс}/\text{см}^2$ с гидроприводом.

Основными перспективными направлениями совершенствования оборудования шахтного водоотлива следует считать разработку и освоение серийного производства ряда шахтных высоконапорных насосов с напором до 1300 м и подачей $500, 850$ и $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Это позволит на реконструируемых и новых шахтах использовать малоагрегатные одноступенчатые водоотливные установки, а также шире внедрять высокоэффективные централизованные водоотливные установки для обслуживания группы шахт.

Актуальной является разработка и освоение серийного производства специальных шахтных погружных насосов с напором до 1000 м и подачей до $500 \text{ м}^3/\text{ч}$. Наличие таких насосов позволит применять бескамерные системы шахтного водоотлива при резком сокращении капитальных затрат на горные работы, а также обеспечит уменьшение эксплуатационных расходов.

В десятой пятилетке будут активно продолжаться работы по повышению надежности шахтных центробежных насосов. Для их изготовления будут использоваться высококачественные металлы и сплавы, пластмасса и другие материалы, обладающие высокой коррозионной, абразивной и кавитационной стойкостью.

При подземной добыче угля, проведении подготовительных горных выработок, механизированной закладке выработанного пространства, ремонтных и монтажных работах с использованием средств малой механизации наряду с электрической применяется и пневматическая энергия. На шахтах угольной промышленности СССР эксплуатируются более 1200 установленных на поверхности стационарных компрессоров производительностью $50\text{—}500 \text{ м}^3/\text{мин}$ и около 1500 передвижных компрессорных установок 22 типоразмеров. Общая мощность их электродвигателей свыше 600 тыс. кВт. Количество сжатого воздуха, производимого этими установками, достигает более 20 млрд. м^3 в год, на что затрачивается свыше $3 \text{ млрд. кВт} \cdot \text{ч}$ электроэнергии.

Техническое совершенствование и обновление компрессорного хозяйства шахт осуществляется путем замены устаревших моделей компрессоров новыми, с более высокими технико-экономическими показателями. В частности, заменяются поршневые компрессоры старых типов на поршневые компрессоры 4М10-100/8, 2М10-50/8 и центробежные компрессоры К-500-61-1, К-250-61-2 и ЦК-115/9. В качестве передвижных целесообразно использовать винтовые компрессоры ЗИФ-ШВ5 и ВК-П.

Применение новых типов компрессоров позволяет сэкономить на производстве сжатого воздуха по угольной промышленности не менее 200 млн. кВт·ч электроэнергии в год общей стоимостью 1,2 млн. руб.

Предусматривается также широко проводить модернизацию действующих компрессоров, улучшать их температурный режим работы с помощью магнитной обработки охлаждающей воды, совершенствовать систему смазки, применять более качественную очистку засасываемого воздуха и др.

Дальнейшие модернизация и совершенствование шахтных компрессорных станций должны осуществляться в направлении создания мощных, полностью автоматизированных компрессорных установок, оборудованных центробежными компрессорами, что позволит повысить их производительность, снизить расход электроэнергии и значительно повысить надежность эксплуатируемых машин. Во многих случаях, особенно на шахтах с пологим падением пластов, будут использоваться поршневые (4М10-100/8 и 2М10-50/8) и передвижные винтовые компрессоры.

В десятой пятилетке намечено провести большую и важную работу по реконструкции, модернизации и обновлению парка подъемных установок, который сейчас насчитывает свыше 4000 машин.

В связи с концентрацией производства и ростом мощностей угольных предприятий основная тенденция в развитии шахтного подъема заключается в росте величины поднимаемого груза до 50 тс, повышении скорости движения подъемных сосудов до 20 м/с, увеличении глубин подъема до 1400 м и в одноцелевой специализации установок.

Спуск и подъем людей будет производиться клетевыми подъемниками с лифтовым режимом управления. Планом десятой пятилетки предусмотрено освоение таких подъемников на шахте «Должанская-Капитальная». Здесь же впервые начнут эксплуатироваться автоматизированные установки со скипами емкостью 35 м³ с автономным приводом затвора. Наме-

чается создание типажного ряда автоматизированных загрузочных устройств с весовым дозированием, а также разгрузочных устройств с откидным лотком.

В стадии освоения находятся круглопрядные, оцинкованные, плоские уравнивающие канаты, а также канаты закрытой конструкции. Для наклонных подъемов внедряются стойкие к истиранию канаты из пластически обжатых прядей и канаты из высокомарганцевистых сталей.

Проводятся работы по значительному сокращению числа типоразмеров канатов, применяемых для многоканатных подъемных установок. Унификация канатов намного упростит работу механиков шахт, увеличит сроки службы канатов, позволит осуществить широкую унификацию и типизацию сопряженных с канатами деталей, узлов машин и сосудов.

В нашей стране большие успехи достигнуты в освоении производства тиристорных приводов, в частности для металлургической промышленности. Отечественной промышленностью освоено серийное производство тиристорных приводов постоянного тока для диапазона мощностей от 50 до 10 тыс. кВт. В текущей пятилетке такие электроприводы найдут широкое применение в шахтном подъеме. Несмотря на высокую стоимость тиристорного привода окупается значительной экономией электроэнергии, более высокой надежностью и сокращением расходов на эксплуатацию.

Для автоматизации подъемных установок, повышения надежности и безопасности их работы создается современная аппаратура управления и защиты на базе применения бесконтактных логических структур и интегральных микромодулей. Опытные образцы аппаратов в ближайшее время будут испытаны на действующих шахтах. Автоматизация повысит производительность подъемов на 10—12%.

К 1980 г. предусматривается освоение серийного производства подъемных машин с многоэлементными быстродействующими тормозами с автоматической системой регулируемого предохранительного торможения. Два-три типоразмера унифицированных тормозных модулей позволят создать ряд дисковых тормозов для всех типов выпускаемых подъемных машин. При этом сократится количество деталей, упростится уход, сократятся размеры и масса тормозных устройств. Высокое быстродействие дисковых тормозов, наличие нескольких исполнительных элементов, секционирование гидравлической системы управления и автоматизация ее работы существенно повысят безопасность эксплуатации подъемных установок.

Для оснащения угольной промышленности новой современной техникой машиностроители должны поставить многоканатные и барабанные подъемные машины, основные параметры которых определены новыми стандартами (ГОСТ 18116—72, ГОСТ 18115—72 и ГОСТ 18117—72).

Для ускорения строительства шахт создаются специализированные проходческие подъемные машины, уделяется внимание механизации вспомогательных процессов, разработке научно-обоснованных нормативов по эксплуатации, выбору и расчету подъемных комплексов, машин и их элементов.

Наряду с созданием и освоением подъемных машин новых конструкций будет производиться модернизация действующих путем повышения их эксплуатационных параметров, совершенствования и замены тормозных систем, систем управления и защиты.

Большой вклад в совершенствование шахтного стационарного оборудования, увеличение его мощности, экономичности и надежности вносят научно-исследовательские и проектно-конструкторские институты, такие как ИГМТК

им. М. М. Федорова, МакНИИ, ДПИ, Донгипроуглемаш и др.

В десятой пятилетке необходимо провести большой объем научно-исследовательских и конструкторских работ по повышению технико-экономических показателей стационарного оборудования при осуществлении дальнейшей специализации работ институтов по этой проблеме.

В монографии описаны не только применяемые в настоящее время подъемные, вентиляторные, водоотливные и компрессорные установки, машины, узлы и отдельные их элементы, но и отражены направления новых разработок, которые завершаются в ближайшие годы и будут способствовать выполнению задач, поставленных перед угольной промышленностью.

Осуществление намеченных мероприятий по совершенствованию шахтного стационарного оборудования явится большим вкладом в дело выполнения заданий Партии и Правительства.

Редакционная коллегия выражает благодарность коллективу специалистов, участвовавших в подготовке этой книги к изданию.

Б. Ф. БРАТЧЕНКО

Глава 1

ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 1. Назначение, аэродинамические характеристики и выбор шахтных вентиляторов

Шахтные вентиляторные установки служат для проветривания горных выработок и создания в них нормальных атмосферных условий. По назначению шахтные вентиляторные установки подразделяются на установки главного проветривания, местного проветривания и вспомогательные.

Вентиляторные установки главного проветривания предназначены для проветривания всех выработок шахты, за исключением отдельных глухих (тупиковых) выработок. В соответствии с Правилами безопасности [63] эти установки располагаются на поверхности земли у устьев герметически закрытых стволов или штолен (при центральной схеме проветривания — в центре шахтного поля, а при диагональной — на флангах) и перемещают весь воздух, проходящий по шахте или ее крылу. Вентиляторная установка главного проветривания состоит из вентиляторов, электропривода, пускорегулирующей аппаратуры, аппаратуры дистанционного управления и контроля, устройств и приспособлений для реверсирования воздушной струи и переключения вентиляторов, строительных сооружений (здания, фундаментов, выходных частей диффузоров, вентиляционных каналов, всасывающей будки, глушителей шума).

Вентиляторные установки местного проветривания используются для проветривания отдельных глухих (тупиковых) выработок и располагаются под землей на свежей струе.

Вентиляторная установка местного проветривания состоит из вентилятора с приводом, вентиляционного воздухопровода, пусковой аппаратуры и аппаратуры контроля и автоматизации. Обычно вентиляторная установка местного проветривания работает в режиме нагнетания и оборудуется одним вентиляторным агрегатом.

Вспомогательные вентиляторные установки предназначены для проветривания стволов, капитальных выработок при строительстве шахт и отдельных участков шахтной вентиляцион-

ной сети. Обычно они располагаются на дневной поверхности вблизи ствола или шурфа. В зависимости от назначения вспомогательная вентиляторная установка состоит из одного или двух вентиляторов и электрооборудования.

Независимо от назначения все шахтные вентиляторы представляют собой турбомашин — лопастные машины, в которых приращение удельной энергии транспортируемой жидкости (воздуха) происходит в результате силового взаимодействия лопаток вращающегося рабочего колеса с обтекающим их потоком. В зависимости от конструкции рабочего колеса и характера движения через него воздуха шахтные вентиляторы подразделяются на центробежные и осевые.

Типы серийно выпускаемых иготавливаемых к серийному выпуску шахтных вентиляторов приведены на рис. 1.1.

Указанные вентиляторы созданы по следующим аэродинамическим схемам: Центрального аэрогидродинамического института им. Н. Е. Жуковского (ЦАГИ) К-84 (ВОД-11, ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40, ВОД-50); Института горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова (ИГМТК) Ц35-20 (ВЦ-11, ВШЦ-16), Ц35-15 (ВЦ-25, ВЦ-32), Ц31-16 (ВЦЗ-32), Ц40-32 (ВЦД-16), Ц36-28 (ВЦД-32М), Ц38-23 (ВЦПД-8, ВЦД-40), Ц40-24 (ВЦД-47), Ц38-12 (ВЦП-16), Ц36-12 (ВЦ-7); ИГМТК и ЦАГИ М-1 (ВОД/ВВВ/-16); Донецкого государственного проектно-конструкторского и экспериментального института комплексной механизации шахт (Донгипроуглемаша) — осевые вентиляторы местного проветривания типов ВМ-М и ВМП-М. Конструкции большинства этих вентиляторов разработаны Донгипроуглемашем в содружестве с конструкторским бюро заводов-изготовителей. Серийный выпуск вентиляторов или подготовка к нему осуществляется Артемовским машиностроительным заводом (ВОД-11, ВОД-16, ВОД-21, ВОД-30, ВЦ-11, ВШЦ-16, ВЦ-25, ВЦ-7, ВЦПД-8, ВЦП-16, ВМ-12М), Донецким машиностроитель-

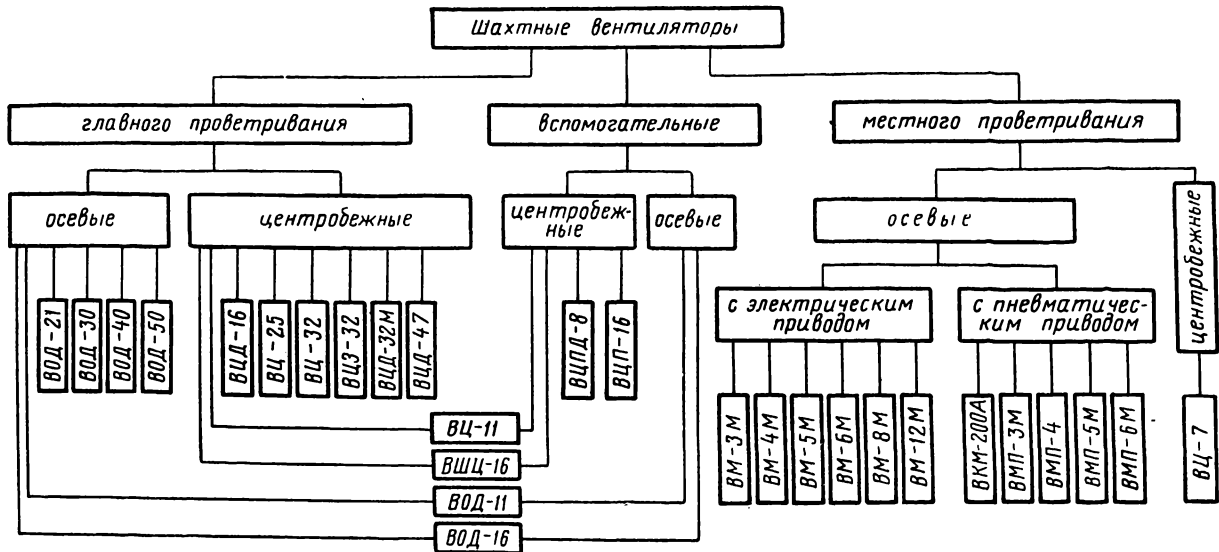


Рис. 1.1. Типы серийно выпускаемых и подготавливаемых к серийному выпуску шахтных вентиляторов и их классификация

ным заводом им. Ленинского комсомола Украины (ВЦ-32, ВЦЗ-32, ВЦД-32М, ВЦД-47) и Томским электромеханическим заводом им. В. В. Вахрушева (типов ВМ-М и ВМП-М).

Аэродинамические характеристики

Основные параметры, характеризующие аэродинамические качества вентилятора: производительность Q , статическое давление $H_{ст}$ (при работе вентилятора на всасывание) или полное давление H (при работе вентилятора на нагнетание), мощность на валу вентилятора N и его к. п. д. статический $\eta_{ст}$ или полный η (соответственно при $H_{ст}$ или H). Зависимость между указанными выше параметрами данного вентилятора при постоянной скорости вращения его ротора ($n = \text{const}$) и определенных углах

установки (Θ) лопаток рабочего колеса направляющего и спрямляющего аппаратов называется индивидуальной аэродинамической характеристикой вентилятора.

Обычно эти характеристики получают опытным путем в результате испытания вентилятора на стенде или непосредственно на шахте и выражают их в виде графических зависимостей: для вентиляторных установок главного проветривания

$$H_{у.ст} = f(Q), N = f(Q) \text{ и } \eta_{у.ст} = f(Q),$$

где $H_{у.ст}$ и $\eta_{у.ст}$ — статическое давление и к. п. д. вентиляторной установки (с учетом примыкающего к вентилятору участка вентиляционного канала и выходных элементов вентиляторной установки);

для вентиляторных установок местного проветривания

$$H_y = f(Q), N = f(Q) \text{ и } \eta_y = f(Q)^*,$$

где H_y и η_y — полное давление и к. п. д. вентиляторной установки (с учетом примыкающего к нагнетательному патрубку участка воздухопровода длиной $l = 5d$).

На рис. 1.2 приведены индивидуальные аэродинамические характеристики шахтных вентиляторных установок главного проветривания с центробежным и осевым вентиляторами, а также характеристики вентиляционных сетей (кривые $A_{ш}$), на которые работают эти установки.

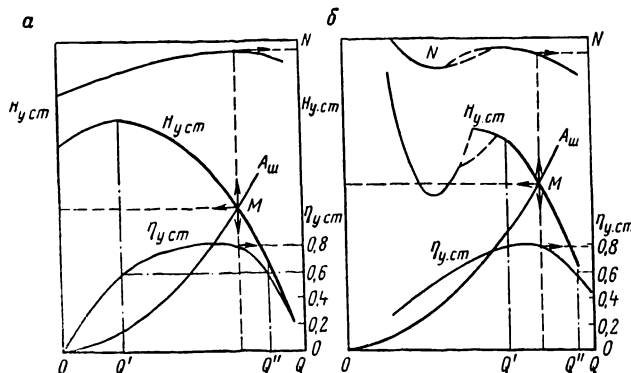


Рис. 1.2. Индивидуальные аэродинамические характеристики шахтных вентиляторных установок главного проветривания:

а — с центробежными вентиляторами; б — с осевыми вентиляторами

* Для вентиляторов местного проветривания с пневмоприводом приводится обычно полный к. п. д. агрегата $\eta_{agr} = \eta_y \eta_{пн. дв.}$

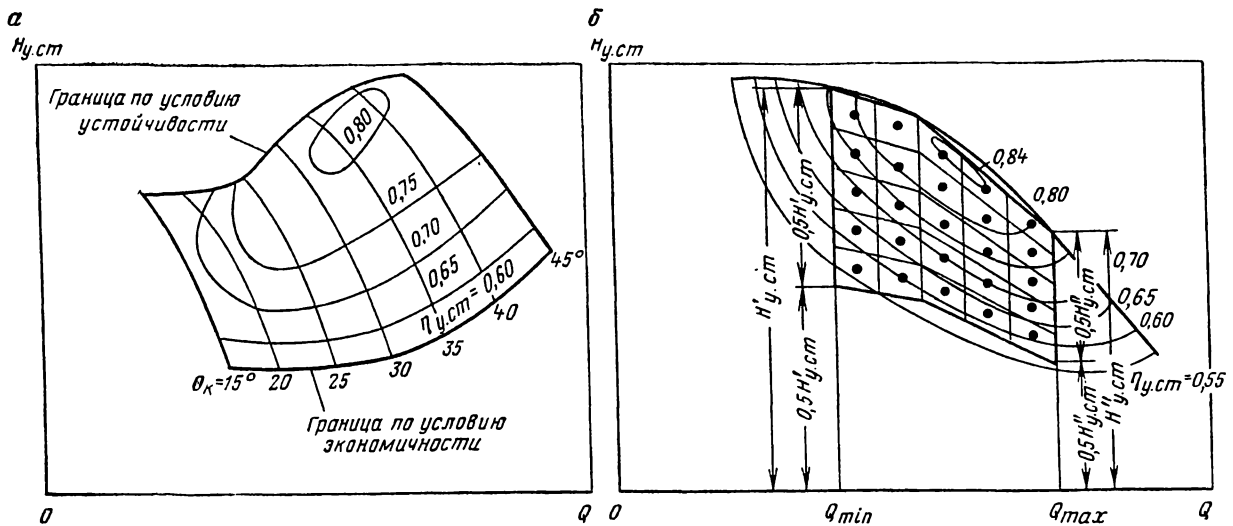


Рис. 1.3. Область промышленного использования (а) и нормальная область (б) шахтных вентиляторных установок главного проветривания

Точка пересечения кривых давления вентиляторной установки и вентиляторной сети (точка M) позволяет определить рабочий режим вентиляторной установки, т. е. Q , $H_{y,ст}$, N и $\eta_{y,ст}$ (методика определения рабочего режима показана на рис. 1.2 пунктирными линиями со стрелками).

Работа шахтной вентиляторной установки на внешнюю сеть (вентиляционную сеть шахты, воздухопровод для подачи воздуха в забой тупиковой выработки или ствола и др.) должна быть экономичной и устойчивой.

Принято считать, что работа шахтной вентиляторной установки главного проветривания является экономичной, если ее $\eta_{y,ст} \geq 0,6$; для вентиляторных установок местного проветривания допускается, чтобы минимальное значение к. п. д. было $\eta_y \geq 0,5$, а у вентиляторов малых типоразмеров и менее.

Если на характеристике вентиляторной установки главного проветривания провести горизонтальную линию, соответствующую значению $\eta_{y,ст} = 0,6$, и из точек ее пересечения с кривой $\eta_{y,ст} = f(Q)$ восставить перпендикуляры до пересечения с кривой $H_{y,ст} = f(Q)$, то на последней можно выделить рабочий участок характеристики (см. рис. 1.2, а), находящийся в интервале производительностей $Q' - Q''$, на котором все режимы работы вентиляторной установки являются экономичными.

В установках главного проветривания с осевыми вентиляторами, имеющими при больших углах установки лопаток рабочих колес кривые давления со впадинами и даже разрывами, возможны неоднозначные и неустойчивые ре-

жимы работы. Поэтому рабочий участок характеристики этих вентиляторных установок определяется несколько по-иному: правая граница рабочего участка — исходя из условия экономичности (как было показано выше), а левая граница — из условия обеспечения устойчивой и однозначной работы вентиляторной установки при нормальной работе и реверсирования воздушной струи (методика определения левой границы рабочего участка характеристики для этого случая приводится в литературе [32]).

Как осевые, так и центробежные главные и вспомогательные вентиляторы, а также многие вентиляторы местного проветривания имеют поворотные лопатки рабочих колес или направляющих аппаратов, поэтому у каждого из них при одной и той же скорости вращения имеется семейство индивидуальных характеристик, полученных при различных углах установки лопаток рабочего колеса или направляющего аппарата $\theta_{НА}$. Если на каждой кривой давления этого семейства выделить рабочие участки, а затем соответственные концы этих участков соединить линиями, то получится область промышленного использования данной вентиляторной установки. Все режимы работы, находящиеся в пределах этой области, являются устойчивыми и экономичными. На графике области промышленного использования обычно приводятся не только кривые давления при разных углах установки лопаток (от θ_{min} до Q_{max}), но также и кривые равных к. п. д. — от $\eta_{y,ст} = 0,6$ до $\eta_{y,ст max}$. Наличие таких областей существенно упрощает выбор и расчет вентиляторных установок. На рис. 1.3, а

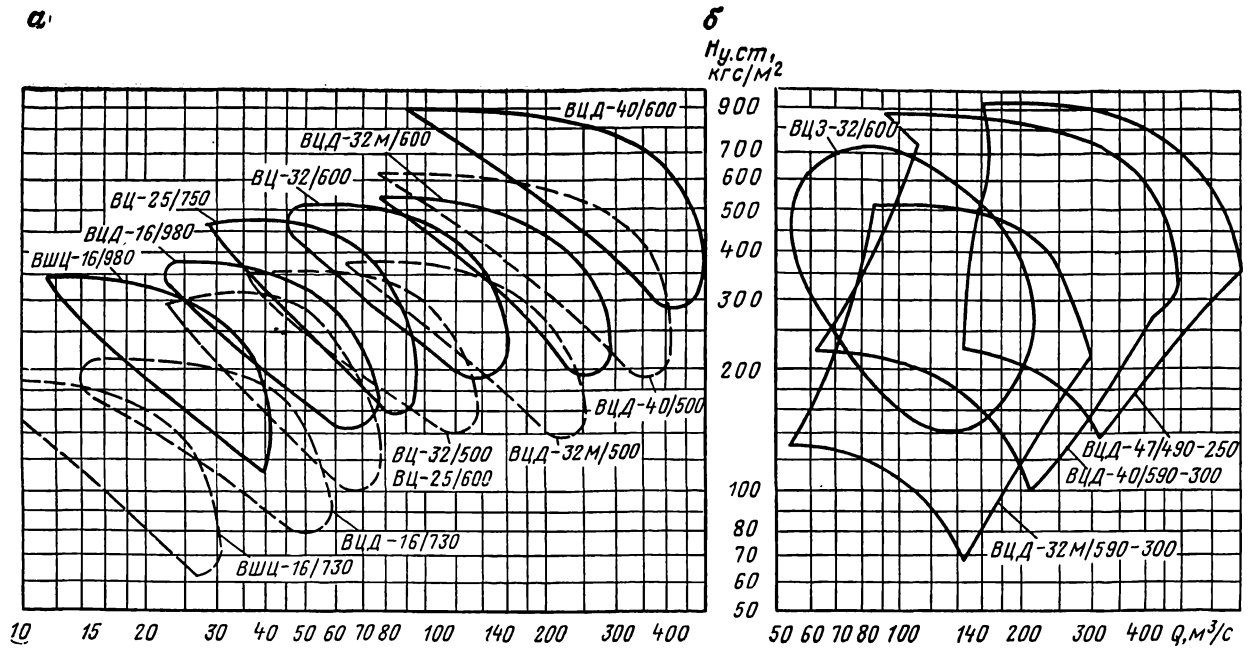


Рис. 1.4. Сводные графики областей промышленного использования шахтных вентиляторных установок главного проветривания с центробежными вентиляторами:

а — типов ВЦ и ВЦД, регулируемые поворотом лопаток направляющих аппаратов (сплошная линия дана для нормальной скорости вращения, пунктирная — для пониженной скорости вращения); б — типа ВЦЗ, регулируемые поворотом закрылков лопаток рабочего колеса; типа ВЦД, регулируемые изменением скорости вращения с помощью вентиляно-машинного каскада

приведена в качестве примера область промышленного использования шахтной вентиляторной установки с осевым вентилятором.

В соответствии с ГОСТ 11004—75 одним из параметров, характеризующих экономичность шахтной вентиляторной установки главного проветривания, является средневзвешенный к. п. д. в так называемой нормальной области, которая выделяется в области промышленного

использования вентиляторной установки (рис. 1.3, б). Правая и левая границы нормальной области образуются двумя вертикальными линиями, проведенными таким образом, чтобы минимальная производительность Q_{min} была в два раза меньше максимальной Q_{max} , а между ними находились бы режимы с наиболее высокими к. п. д. Сверху нормальная область ограничивается кривой давления

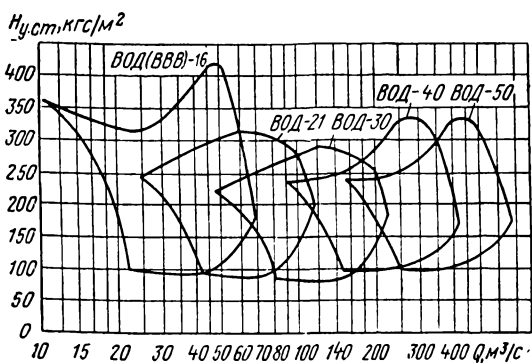


Рис. 1.5. Сводные графики областей промышленного использования шахтных вентиляторных установок с осевыми вентиляторами типа ВОД

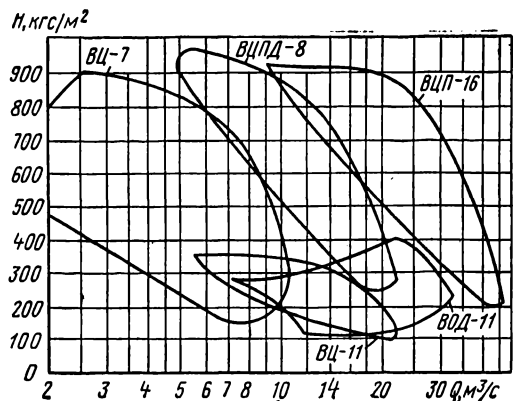


Рис. 1.6. Сводные графики областей промышленного использования шахтных вспомогательных установок с центробежными и осевыми вентиляторами

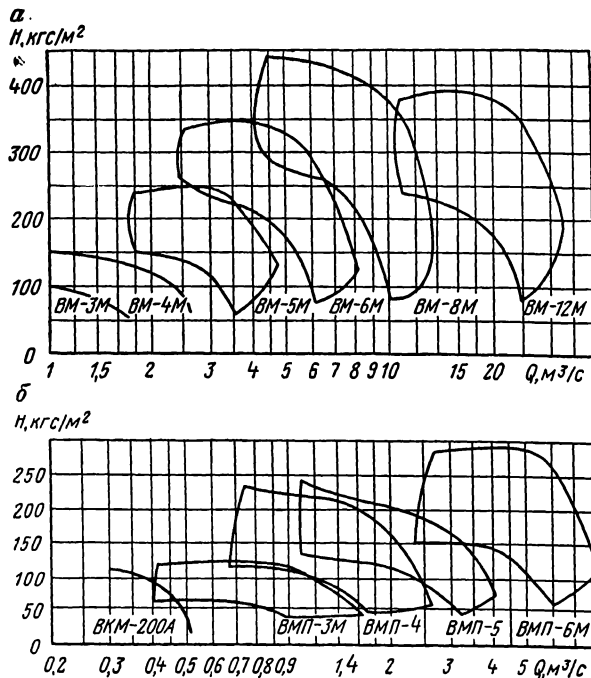


Рис. 1.7. Сводные графики областей промышленного использования шахтных вентиляторных установок местного проветривания с осевыми вентиляторами:

а — типа ВМ с электроприводом; б — типа ВМП с пневмоприводом

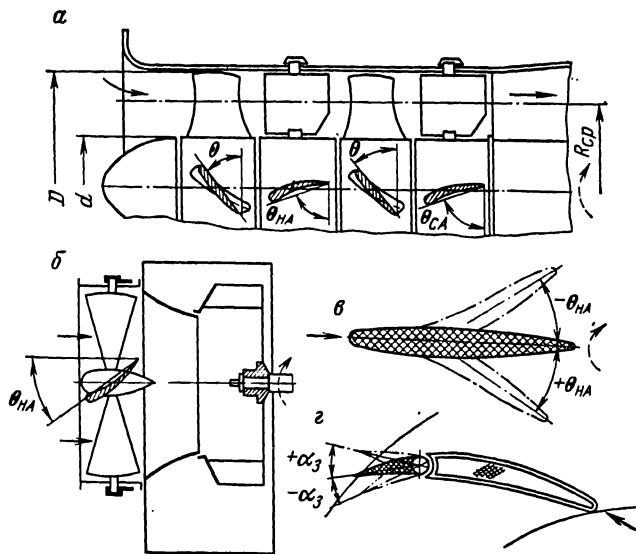


Рис. 1.8. Схемы отсчета углов установки лопаток и закрылков лопаток рабочих колес, направляющих и спрямляющих аппаратов осевых и центробежных вентиляторов:

а — лопаток рабочих колес θ , промежуточного направляющего аппарата $\theta_{НА}$, спрямляющего аппарата $\theta_{СА}$ осевых вентиляторов главного проветривания; б — лопаток направляющего аппарата $\theta_{НА}$ центробежных вентиляторов; в — закрылков лопаток входного направляющего аппарата $\theta_{НА}$ осевых вентиляторов местного проветривания типа ВМ; г — закрылков лопаток рабочего колеса α_3 центробежных вентиляторов ВЦЗ

при предельном угле установки лопаток рабочего колеса или направляющего аппарата данного вентилятора, а снизу — линией, проведенной через точки, соответствующие $0,5 H_{у.ст}$ при данном Q . Для упрощения дальнейших расчетов по определению средневзвешенного к. п. д. верхняя и нижняя граничные кривые заменяются ломаными линиями, имеющими не более двух изломов. Расстояния между левой и правой, верхней и нижней границами разбиваются каждое на пять равных частей и через соответствующие деления проводятся вертикальные прямые линии или наклонные ломаные линии. В центре каждого из 25 полученных четырехугольников, обозначенных на рис. 1.3, б точками, находятся Q , $H_{у.ст}$ и $\eta_{у.ст}$, а затем вычисляется средневзвешенный к. п. д. установки

$$\eta_{у.ст. ср} = \frac{\sum_1^{25} (QH_{у.ст})_i}{\sum_1^{25} \left(\frac{QH_{у.ст}}{\eta_{у.ст}} \right)_i} \quad (1.1)$$

Сводные графики областей промышленного использования вентиляторов, перечисленных на рис. 1.1, приведены на рис. 1.4 — 1.7*.

Схемы отсчетов углов установки лопаток и закрылков лопаток рабочих колес, направляющих и спрямляющих аппаратов осевых и центробежных вентиляторов приведены на рис. 1.8.

Работа вентиляторов на шахтную сеть

Шахтные вентиляторные установки главного проветривания и вспомогательные работают на сеть, обладающую рядом специфических особенностей: в процессе эксплуатации вентиляторной установки происходит изменение сопротивления вентиляционной сети и напора естественной тяги (а в ряде случаев даже и ее направления), возможно также повышение потребного расхода воздуха на проветривание шахты и возрастание поверхностных присосов или утечек воздуха через неплотности в надшахтном здании, льдах и других местах — все это влечет за собой отклонение режима работы вентиляторной установки от расчетного. Кроме того, при авариях может возникнуть необходимость в изменении направления воздушной струи в шахте (ее реверсировании).

Перечисленные выше особенности оказывают влияние на работу и устройство шахтных вентиляторных установок. Последние должны быть

* Номенклатура, конструкции, аэродинамические и технические характеристики, а также сводные графики областей промышленного использования выпускавшихся ранее вентиляторов типов ВУПД, ВОКД, ВЦ, ВЦО, ВЦД, СВМ и др., которыми оборудовано большое число шахтных вентиляторных установок, приведены в [34, 67].

оборудованы регулируемыми вентиляторами, позволяющими тем или иным способом изменять режим работы вентиляторной установки при изменении параметров вентиляционной сети для обеспечения подачи в шахту потребного количества воздуха. Они также должны иметь различного рода устройства и приспособления, позволяющие не более чем за 10 мин осуществлять реверсирование воздушной струи, причем при реверсе расход воздуха в выработках шахты должен быть не менее 60% от расхода при нормальном направлении вентиляционной струи (§ 164 Правил безопасности) [63].

Регулирование режима работы шахтных вентиляторных установок, оборудованных осевыми вентиляторами ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40, ВОД-50, осуществляется обычно комбинированным способом: ступенчатое — индивидуальным поворотом лопаток рабочих колес через люки в корпусе при остановленном вентиляторе, причем лопатки поворачиваются сразу на 3—5° (в пределах от 15 до 45°; в промежутках — плавное — одновременным поворотом лопаток промежуточного направляющего аппарата в пределах от 76 до 36° при работающем вентиляторе. При необходимости увеличения глубины регулирования по давлению производится снятие половины лопаток (через одну) на втором рабочем колесе. Установки с осевыми вентиляторами ВОД-11 и ВОД-16 регулируются поворотом лопаток рабочих колес при остановленном вентиляторе, а при необходимости более глубокого регулирования — и снятием половины лопаток на втором рабочем колесе (у ВОД-11) или на обоих колесах (у ВОД-16).

В установках с центробежными вентиляторами ВЦПД-8, ВЦП-16, ВЦ-11, ВШЦ-16, ВЦ-25, ВЦ-32, ВЦД-32М регулирование производится одновременным поворотом лопаток направляющих аппаратов при работающем вентиляторе, а при необходимости изменения режима работы в широких пределах — и изменением скорости вращения вала вентилятора путем замены приводного двигателя на другой, с меньшими скоростью вращения и мощностью. В установках с центробежными вентиляторами ВЦД-32М, в которых в качестве привода применен асинхронный вентиляно-машинный каскад, позволяющий осуществлять плавное изменение скорости вращения вала приводного двигателя, регулирование режима работы может осуществляться при работающем вентиляторе не только направляющими аппаратами, но и путем плавного изменения скорости вращения вентилятора в широком диапазоне. Установки с вентиляторами ВЦД-47, оборудованные комбинированным вентиляно-машинным каскадом, регулируются при работающем вентиляторе путем плавного изменения скорости вращения его вала.

В установках с вентиляторами ВЦЗ-32 предусмотрено комбинированное регулирование: глубокое ступенчатое — индивидуальным поворотом закрылков лопаток рабочего колеса (через 10° в пределах от —20 до +30°) через люки в корпусе при остановленном вентиляторе и тонкое — одновременным поворотом лопаток направляющего аппарата при работающем вентиляторе. В вентиляторе ВЦ-7 предусмотрено только ступенчатое регулирование — индивидуальным поворотом закрылков лопаток рабочего колеса при остановленном вентиляторе.

Регулирование режима работы вентиляторных установок местного проветривания, оборудованных осевыми вентиляторами, производится: у ВМ-5М, ВМ-6М, ВМ-8М, ВМ-12М с электроприводом — одновременным поворотом хвостовиков эластичных (резиновых) лопаток направляющего аппарата как при остановленном, так и при работающем вентиляторе; у ВМП-3М, ВМП-4, ВМП-5, ВМП-6М с пневмоприводом — изменением расхода сжатого воздуха, подаваемого на лопатки турбины путем поворота трехходового крана, подключающего к воздухопроводу одно, два или три сопла при работающем вентиляторе.

Как отмечалось выше, тип рабочего колеса определяет не только конструкцию, но и реверсивные свойства вентилятора. Так, если у центробежных вентиляторов при изменении направления вращения колеса поток воздуха не реверсируется, то у осевых вентиляторов, наоборот, реверсирование происходит. Это свойство вентиляторов предопределило выбор способа и конструкции устройств для реверсирования воздушной струи в вентиляторных установках главного проветривания и вспомогательных.

В вентиляторных установках главного проветривания, оборудованных центробежными вентиляторами, реверсирование воздушной струи осуществляется с помощью системы ляд или вертикальных дверей с приводом от лебедок или мотор-регуляторов и обводных каналов. Принципиальная схема одной из таких установок приведена на рис. 1.9. При нормальной работе установки (на всасывание) ляды находятся в положении, обозначенном на схеме сплошными линиями. Воздух в этом случае поступает из вентиляционного ствола шахты в главный канал, откуда через тройник попадает в канал работающего вентилятора, проходит через вентилятор и, наконец, через диффузор выбрасывается в атмосферу.

При реверсировании ляды поворачиваются на 180° (на рис. 1.9 обозначены пунктирными линиями). Воздух в этом случае поступает из вентиляционного ствола шахты в главный канал, откуда через тройник попадает в канал работающего вентилятора, проходит через вентилятор и, наконец, через диффузор выбрасывается в атмосферу.

Рис. 1.9. Схема реверсирования воздушной струи в шахтной вентиляторной установке главного проветривания с центробежными вентиляторами (сплошной линией со стрелкой показано направление движения воздушной струи при нормальной работе, пунктирной линией со стрелкой — при реверсировании):

1 — перекрывающая ляда; 2 — обводной канал; 3, 8 — переключающие ляды; 4, 7 — ляды диффузоров; 5, 6, 9, 11 — лебедки для перестановки ляд; 10 — всасывающая будка; 12 — атмосферная ляда; 13 — главный канал

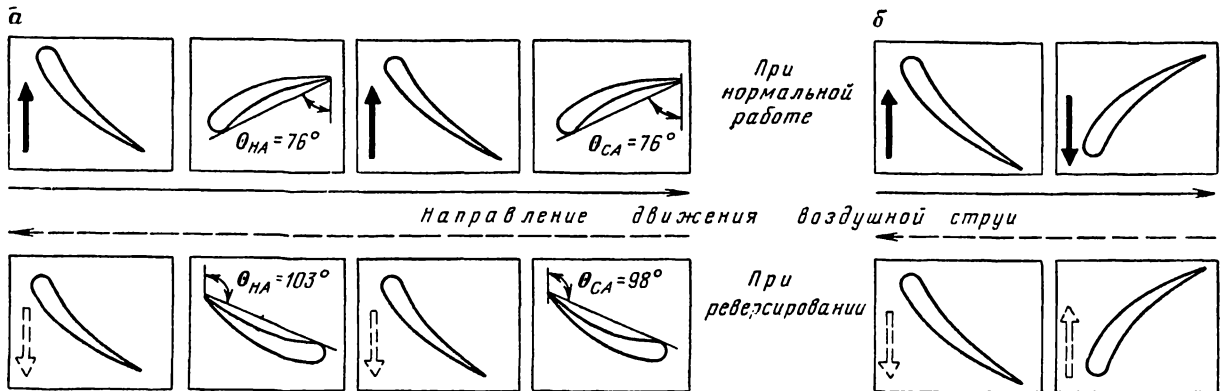
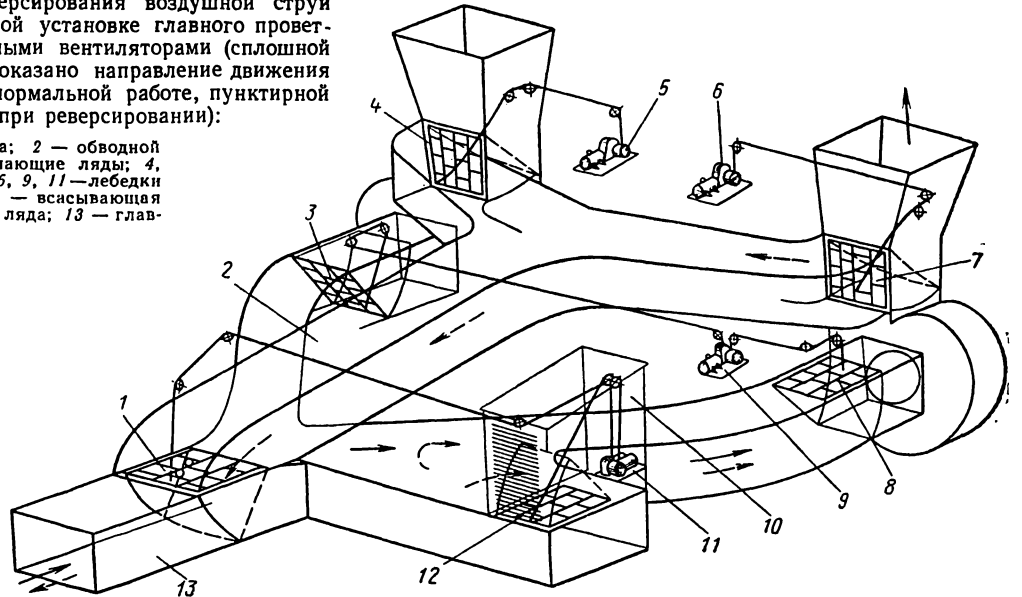


Рис. 1.10. Схемы реверсирования воздушной струи в шахтных реверсивных осевых вентиляторах типа ВОД: а — в вентиляторах ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50; б — в вентиляторах ВОД (ВВВ)-16

Для осуществления реверса вентиляционной струи атмосферная ляда всасывающей будки открывается, обеспечивая доступ свежему воздуху в канал вентилятора, а перекрывающая ляда закрывается, разобщая тем самым ствол и главный канал с каналом работающего вентилятора; ляда 7 диффузора вентилятора открывает проход в обводной канал, перекрывая одновременно выход в атмосферу. Воздух в этом случае поступает из атмосферы через решетки-жалюзи всасывающей будки и проем, открытый лядой 12, в канал работающего вентилятора и далее через вентилятор и диффузор выходит в обводной канал через проем, открытый лядой 7; из обводного канала воздух попадает через проем, открытый лядой 1, в главный канал и, наконец, в вентиляционный ствол шахты. В этом случае производительность вен-

тилятора при реверсировании составляет 90—95% от производительности при нормальной работе.

Во вспомогательных вентиляторных установках с вентиляторами ВЦПД-8, ВЦП-16, ВЦ-11, ВОД-11 для реверсирования воздушной струи предусмотрены специальные реверсивные коробки, оборудованные лядами или дверями с приводами.

В вентиляторных установках главного проветривания, оборудованных вентиляторами типа ВОД, отсутствуют обводной канал и все ляды за исключением двух переключающих ляд 3 и 8 (см. рис. 1.9). Реверсирование воздушной струи в этих установках с вентиляторами встречного вращения ВОД (ВВВ)-16 осуществляется изменением направления вращения обоих роторов вентилятора, а с венти-

ляторами ВОД-21, ВОД-30 и ВОД-50 — изменением направления вращения ротора и поворота лопаток промежуточного направляющего и выходного спрямляющего аппаратов на угол соответственно 153 и 158° (рис. 1.10).

Производительность вентиляторов в реверсивном режиме при таких способах реверсирования составляет 60—70% от производительности при нормальной работе.

Выбор главных и вспомогательных вентиляторов

Для выбора главных и вспомогательных вентиляторов необходимо иметь данные о потребном расходе воздуха $Q_{\text{ш}}$ и депрессии шахты $h_{\text{ш}}$ в различные периоды ее эксплуатации. Производительность вентилятора

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{ш}} k_{\text{в.н}},$$

где $k_{\text{в.н}}$ — коэффициент, учитывающий утечки воздуха через надшахтные сооружения и каналы вентиляторов, принимается для случаев установки вентиляторов на скиповом стволе равным 1,25, на клетевом — 1,20, на стволах и шурфах, не используемых для подъема, — 1,10, на шурфах, используемых для подъема и спуска материалов, — 1,30 [23].

Выбор вентиляторов производится по графику областей промышленного использования [67]. При выборе вентиляторов предусматривается не менее чем 20%-й запас по производительности. При депрессии менее 300 кгс/м² могут применяться осевые вентиляторы ВОД-11, ВОД-16, ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50, при депрессии свыше 300 кгс/м² следует использовать только центробежные вентиляторы ВЦ-11, ВШЦ-16, ВЦД-16, ВЦ-25, ВЦ-32, ВЦД-32М и ВЦД-47, при депрессии 150—300 кгс/м² могут использоваться как осевые, так и центробежные вентиляторы.

При выборе вентиляторов необходимо стремиться к их наибольшей экономичности, для чего следует оценивать их по приведенным годовым затратам с учетом капитальных вложений. Рациональным с экономической точки зрения будет тот вентилятор, для которого приведенные годовые затраты минимальны.

Приведенные среднегодовые затраты

$$C = C_3 + A_{\text{в}} + C_{\text{р}} + C_{\text{об}} + C_{\text{м}} + E_{\text{н}} C_1,$$

где C_3 — стоимость электроэнергии, расходуемой одной вентиляторной установкой в среднем за год, руб.; $A_{\text{в}}$ — годовые амортизационные отчисления по вентиляторной установке, руб.; $C_{\text{р}}$ — годовые затраты на текущие ремонты, ревизии и наладки, принимаемые в соответствии с инструкцией [36], руб.; $C_{\text{об}}$ — годовые затраты на обслуживание, руб.; $C_{\text{м}}$ — стоимость

вспомогательных материалов, расходуемых на вентиляторной установке за год, принимается в соответствии с инструкцией [36], руб.; $E_{\text{н}} = 0,14$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; C_1 — стоимость вентиляторной установки, руб.

Среднегодовая стоимость электроэнергии, расходуемой в среднем за 7 лет одной вентиляторной установкой,

$$C_3 = \frac{1}{7} \sum_{i=1}^n \left(\frac{Q_i H_{\text{у.ст}i}}{102 \eta_{\text{у.ст}i} \eta_{\text{п}i}} T_i k_{\text{т}1} + k_{\text{т}2} N \right),$$

где i — порядковый номер периода эксплуатации вентиляторной установки при неизменном вентиляционном режиме и установленной мощности привода; Q — производительность вентиляторной установки, м³/с; $H_{\text{у.ст}}$ — статическое давление вентиляторной установки, кгс/м²; T_i — количество часов работы установок в i -м периоде; $k_{\text{т}1}$ — тариф единицы потребляемой электроэнергии [31], руб./кВт·ч; $k_{\text{т}2}$ — тариф единицы установленной мощности электродвигателей, руб./кВ·А; N — установленная мощность электродвигателей, кВ·А.

Для примера выберем рациональную вентиляторную установку для условий Донбасса с вентиляционными режимами: в первый период $Q = 100$ м³/с, $H_{\text{у.ст}1} = 200$ кгс/м², во второй период $Q_2 = 125$ м³/с, $H_{\text{у.ст}2} = 445$ кгс/м².

Первый период продолжается два года, второй период — восемь лет. Установка должна работать на всасывание. Эти вентиляционные режимы могут быть обеспечены вентиляторными установками ВЦЗ-32 и ВЦД-32М. Из аэродинамических характеристик этих установок находим статический к. п. д., при котором они будут работать. Установка с вентиляторами ВЦЗ-32 в первый период будет работать с $\eta'_{\text{у.ст}1} = 0,65$, а во второй период — с $\eta'_{\text{у.ст}2} = 0,83$. Установка ВЦД-32М будет иметь $\eta''_{\text{у.ст}1} = \eta_{\text{у.ст}2} = 0,72$. К. п. д. электродвигателей составит соответственно $\eta_{\text{п}1} = 0,90$, $\eta_{\text{п}2} = 0,93$, $\eta''_{\text{п}1} = 0,90$ и $\eta''_{\text{п}2} = 0,93$.

Определяем приведенные среднегодовые затраты по установкам. Стоимость электроэнергии, расходуемой в первые семь лет эксплуатации в среднем за год, составит:

для установки ВЦЗ-32

$$\begin{aligned} C'_3 &= \frac{1}{7} \left[\frac{100 \cdot 200 \cdot 2}{102 \cdot 0,65 \cdot 0,90} 8760 \cdot 0,0068 + \right. \\ &+ \frac{125 \cdot 445 \cdot 5}{102 \cdot 0,83 \cdot 0,93} \times 8760 \cdot 0,0068 + \\ &\left. + 12,8 \cdot 1250 \cdot 7 \right] = 49\,600 \text{ руб;} \end{aligned}$$

для установки ВЦД-32М

$$C'_3 = \frac{1}{7} \left[\frac{100 \cdot 200 \cdot 2}{102 \cdot 0,72 \cdot 0,90} 8760 \cdot 0,0068 + \frac{115 \cdot 445 \cdot 5}{102 \cdot 0,72 \cdot 0,93} \times 8760 \cdot 0,0068 + 12,8 \cdot 1250 \cdot 7 \right] = 53\,400 \text{ руб.}$$

Ниже приведены экономические показатели, выраженные в рублях, сравниваемых вентиляторных установок:

	ВЦЗ-32	ВЦД-32М
Среднегодовая стоимость потребляемой электроэнергии	49 600	53 400
Стоимость оборудования и монтажа	113 080	181 000
Годовые амортизационные отчисления по оборудованию	13 550	21 700
Стоимость зданий и сооружений	63 800	187 600
Годовые амортизационные отчисления по зданиям и сооружениям	2 040	6 000
Общие капитальные затраты	176 880	368 600
Общие годовые амортизационные отчисления по установке	15 590	27 700
Годовая стоимость ремонтов	440	440

Принимая годовые затраты на обслуживание и стоимость вспомогательных материалов, расходуемых за год, одинаковыми для сравниваемых установок, определим приведенные среднегодовые затраты для них, которые составят для установки ВЦЗ-32

$$C' = 49\,600 + 15\,590 + 440 + 0,14 \times 176\,880 = 90\,393 \text{ руб.}$$

для установки ВЦД-32М

$$C'' = 53\,400 + 27\,700 + 440 + 0,14 \times 368\,600 = 133\,144 \text{ руб.}$$

Таким образом, по экономическим соображениям рациональной для заданных условий является установка ВЦЗ-32, применение которой во сравнениу с применением установки ВЦД-32М дает годовой экономический эффект в сумме 42 751 руб.

Выбор вентиляторов местного проветривания

Проветривание тупиковых выработок с помощью вентиляторных установок местного проветривания может осуществляться с помощью нагнетательного, всасывающего и комбинированного способов, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки. На угольных и рудных газовых шахтах Правилами безопасности запрещается использование всасывающего и комбинированного способов, вследствие чего нагнетательный способ проветривания получил наибольшее распространение.

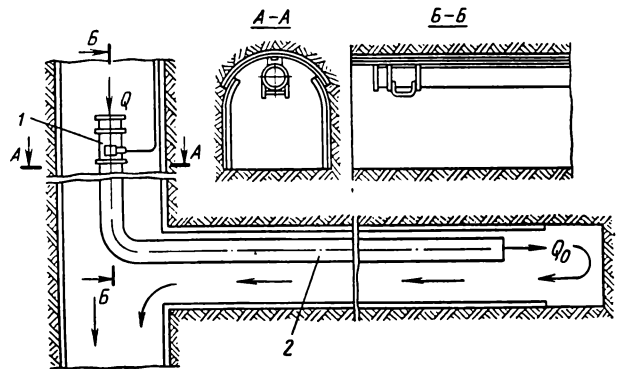


Рис. 1.11. Схема вентиляторной установки местного проветривания

В этом случае вентилятор местного проветривания 1 (рис. 1.11) располагается в выработке, проветриваемой за счет общешахтной депрессии, а трубопровод 2 — по сечению проветриваемой выработки.

Развиваемое вентилятором давление H расходуется на преодоление сопротивления трубопровода и проветриваемой выработки. Потери давления при движении воздуха по плотному трубопроводу (выработке)

$$H = RQ^2, \tag{1.2}$$

где Q — производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$; R — сопротивление трубопровода (выработки), $\text{кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$;

$$R = \frac{6,5\alpha l}{d_{\text{тр}}^5}, \tag{1.3}$$

α — коэффициент аэродинамического сопротивления, $\text{кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; l , $d_{\text{тр}}$ — соответственно длина и гидравлический диаметр трубопровода (выработки), м.

Как известно,

$$d_{\text{тр}} = \frac{4S}{\Pi}, \tag{1.4}$$

где S — площадь поперечного сечения трубопровода (выработки), м^2 ; Π — периметр трубопровода (выработки), м.

Так как потери давления, связанные с движением воздуха в трубопроводе, примерно на три порядка превосходят потери давления в выработке той же длины, то последние при расчете вентиляторной установки можно не учитывать.

Коэффициент аэродинамического сопротивления трубопровода удобно определять с помощью следующей формулы:

$$\alpha = \frac{a}{(3,7 + \lg d_{\text{тр}})^2}, \tag{1.5}$$

где коэффициент a принимается равным:

для жестких труб с прямолинейной навеской	0,0038
то же, с изломами на стыках	0,0050
для гибких труб с прямолинейной навеской	0,0030
то же, с волнистой навеской	0,0045
то же, со складками	0,0120

Вследствие неизбежных утечек воздуха для обеспечения гарантированного расхода воздуха Q_0 у забоя необходимо увеличивать производительность ($Q > Q_0$) и давление ($H > RQ_0^2$) вентилятора, что может быть учтено с помощью коэффициентов резервирования расхода

$$\rho_Q = \frac{Q}{Q_0} = e^{\frac{1,48l}{d_{\text{тр}}} \sqrt{\alpha k^2}} \quad (1.6)$$

и давления

$$\rho_H = \frac{H}{RQ_0^2} = \frac{\rho_Q^2 - 1}{2 \ln \rho_Q}, \quad (1.7)$$

где k — коэффициент, характеризующий величину эквивалентного отверстия неплотностей трубопровода на единицу длины.

В зависимости от качества сборки k составляет:

При лабораторной сборке трубопровода	$10^{-5} \div 0,5 \cdot 10^{-4}$
При сборке в шахтных условиях:	
очень хорошей	$0,5 \cdot 10^{-4} \div 10^{-4}$
хорошей	$10^{-4} \div 2 \cdot 10^{-4}$
посредственной	$2 \cdot 10^{-4} \div 5 \cdot 10^{-4}$
плохой	Более $5 \cdot 10^{-4}$

Приведенные выше значения коэффициента k относятся к новым трубам, проработавшим на нагнетание не более четверти срока годности. Для труб, проработавших более половины этого срока, коэффициент k должен быть увеличен в 1,5—2 раза. Ориентировочные сроки службы вентиляционных труб (в месяцах) следующие:

	Сухие выработки	Сырые выработки, вода агрессивная
Металлические	30—48	22—26
Капроновые и ПВХ	14—16	10—12
Прорезиненные	8—10	4—6

При определении расхода воздуха Q_0 , требующегося для проветривания тупиковых выработок, исходят из необходимости снижения концентрации газов и пыли, образующихся в процессе их прохождения, до предельно допустимой Правилами безопасности нормы. Расчет расхода воздуха производят обычно по ряду факторов, основными из которых являются: количество ядовитых газов, образую-

щихся при взрыве; количество газов, поступающих из окружающих пород; число одновременно занятых на участке людей; пылевой режим. Из полученных результатов выбирают наибольшее значение, предварительно проверив его по минимально и максимально допустимым скоростям движения воздуха в выработке.

Предположим, что нужно подобрать вентилятор местного проветривания, если известно, что $Q_0 = 4 \text{ м}^3/\text{с}$, $l = 1500 \text{ м}$. Схема проветривания нагнетательная, качество сборки хорошее ($k = 1,5 \cdot 10^{-4}$), навеска гибких труб волнистая ($a = 0,0045$), трубы новые диаметром 0,8 м.

По формуле (1.4) определяем

$$\alpha = \frac{0,0045}{(3,7 + \lg 0,8)^2} = 3,46 \cdot 10^{-4},$$

затем по формулам (1.5) и (1.6) находим:

$$\rho_Q = e^{\frac{1,48 \cdot 1500}{0,8} \sqrt{3,46 \cdot 10^{-4} (1,5 \cdot 10^{-4})^2}} = 1,732;$$

$$\rho_H = \frac{1,732^2 - 1}{2 \ln 1,732} = 1,82.$$

Производительность вентилятора составляет $Q = \rho_Q Q_0 = 1,732 \cdot 4 = 6,93 \text{ м}^3/\text{с}$, а его давление

$$H = \frac{6,5 \alpha l}{d_{\text{тр}}^5} \rho_H Q_0^2 = \frac{6,5 \cdot 3,46 \cdot 10^{-4} \cdot 1500}{0,8^5} 1,82 \cdot 4^2 = 300 \text{ кгс/м}^2$$

Эти параметры может обеспечить вентилятор ВЦ-7 при угле установки закрылков $\theta_z = -10^\circ$ (см. аэродинамические характеристики вентилятора ВЦ-7 на рис. 1.79) или два последовательно включенных вентилятора ВМ-6М при угле установки осевого направляющего аппарата (ОНА) $\theta_{\text{НА}} = -10^\circ$ (см. рис. 1.67).

При переходе от нагнетания к всасыванию для одного и того же трубопровода происходит существенное увеличение коэффициента k (примерно в 1,3—1,5 раза) и значительное возрастание аэродинамического сопротивления на величину

$$\Delta \alpha \cong 0,0215 \frac{d_{\text{тр}}}{l} \frac{\rho_Q^2}{\rho_H} \sqrt{\ln \rho_Q}, \quad (1.8)$$

вследствие чего существенно увеличиваются утечки и сопротивление трубопровода.

Определение необходимого увеличения расхода и давления вентилятора при переходе от нагнетания к всасыванию производится следующим образом. Трубопровод жесткий и характеризуется следующими данными: $d_{\text{тр}} = 0,6 \text{ м}$, $l = 1000 \text{ м}$, $k_{\text{наг}} = 2 \times 10^{-4}$, $\alpha_{\text{наг}} = 3 \cdot 10^{-4}$.

По формулам (1.5) и (1.6) находим:

$$\rho_{Q \text{ наг}} = e \frac{1,48 \cdot 1000}{0,6} \sqrt[3]{3,1 \cdot 10^{-4} (2 \cdot 10^{-4})^2} = 1,77;$$

$$\rho_{H \text{ наг}} = \frac{1,77^2 - 1}{2 \ln 1,77} = 1,87.$$

При переходе к всасыванию имеем

$$k_{\text{вс}} = 1,4; \quad k_{\text{наг}} = 2,8 \cdot 10^{-4};$$

$$\alpha_{\text{вс}} = \alpha_{\text{наг}} + \Delta\alpha = 3,1 \cdot 10^{-4} + 0,0215 \times \\ \times \frac{0,6}{1000} \cdot \frac{1,77^2}{1,87} \sqrt{\ln 1,77} = 3,26 \cdot 10^{-4},$$

вследствие чего

$$\rho_{Q \text{ вс}} = e \frac{1,48 \cdot 1000^3}{0,6} \sqrt[3]{3,26 \cdot 10^{-4} (2,8 \cdot 10^{-4})^2} = 2,06;$$

$$\rho_{H \text{ вс}} = \frac{2,06^2 - 1}{2 \ln 2,06} = 2,24.$$

Таким образом, при переходе от нагнетания к всасыванию расход вентилятора следует увеличить на

$$\varepsilon_Q = \left(\frac{\rho_{Q \text{ вс}}}{\rho_{Q \text{ наг}}} - 1 \right) 100\% = \\ = \left(\frac{2,06}{1,77} - 1 \right) 100\% = 16,3\%,$$

а давление на

$$\varepsilon_H = \left(\frac{\alpha_{\text{вс}} \rho_{H \text{ вс}}}{\alpha_{\text{наг}} \rho_{H \text{ наг}}} - 1 \right) 100\% = \\ = \left(\frac{3,26 \cdot 10^{-4} \cdot 2,24}{3 \cdot 10^{-4} \cdot 1,87} - 1 \right) 100\% = 26\%.$$

В связи с тем, что области промышленного использования вентиляторов местного проветривания достаточно хорошо перекрывают друг друга и возможна совместная работа нескольких вентиляторов в одной установке, необходимые вентиляционные параметры могут быть обеспечены различными вариантами установок, из которых следует выбрать наиболее рациональный, обеспечивающий минимальные затраты на проветривание в течение всего срока функционирования данной установки.

Как известно, стоимость проветривания выработки за весь срок ее проходки равна

$$C = C_{\text{тр}} + C_{\text{в}} + C_{\text{э}} + C_{\text{о}} + C_{\text{г}} + C_{\text{м}}, \quad (1.9)$$

где $C_{\text{тр}}$, $C_{\text{в}}$, $C_{\text{э}}$, $C_{\text{о}}$, $C_{\text{г}}$, $C_{\text{м}}$ — соответственно затраты на трубопровод, вентиляторы, энергию, силовое оборудование (пускатели, кабели и пр.), глушители шума и монтаж установки. Затраты на трубопровод составляют

$$C_{\text{тр}} = \pi j k_{\text{тр}} d_{\text{тр}} \left(l_a + \frac{E_H l}{12 v_{\text{пр}}} l_3 \right), \quad (1.10)$$

где j — коэффициент, учитывающий затраты на транспортировку, хранение и навеску трубопровода; можно ориентировочно принимать для гибких труб 1,1—1,3, для металлических 1,4—1,7; $k_{\text{тр}}$ — стоимость 1 м² трубопровода, руб.; для прорезиненного, ПВХ, металлического заводского и кустарного изготовления трубопроводов эта величина соответственно равна 1,85; 3,85; 2,22, 4,62 руб.; l_a — «амортизационная» длина трубопровода, т. е. та его часть, которая полностью изношена и должна быть списана на данную проходку, м; $E_H = 0,15$ — нормативный коэффициент окупаемости капитальных затрат, 1/год; $v_{\text{пр}}$ — скорость проходки выработки, м/мес; l_3 — «заказная» длина трубопровода, т. е. суммарная длина всех труб (с учетом замен), необходимая для проходки данной выработки.

Величины l_a и l_3 определяются:

$$l_a = \frac{l^2}{12 v_{\text{пр}} T_{\text{тр}}}; \quad (1.11)$$

$$l_3 = v_{\text{пр}} T_{\text{тр}} (1 + m) \left(\lambda - \frac{m}{2} \right), \quad (1.12)$$

где $T_{\text{тр}}$ — срок службы трубопровода (см. стр. 16), мес; $\lambda = \frac{l}{v_{\text{пр}} T_{\text{тр}}}$ — отношение длины выработки к предельной длине трубопровода без замены износившихся его частей; m — ближайшее меньшее к λ целое число.

Общие затраты на вентиляторы

$$C_{\text{в}} = S_{\text{в}} (a_{\text{в}} + E_H) n_{\text{в}} \frac{l_{\text{э,тран}}}{12 v_{\text{пр}}}, \quad (1.13)$$

где $S_{\text{в}}$ — стоимость одного вентилятора, руб.; $a_{\text{в}}$ — норма амортизационных отчислений на реновацию и капитальный ремонт вентилятора, 1/год; $n_{\text{в}}$ — максимальное число вентиляторов в установке; $l_{\text{э,тран}} = 1,07$ — коэффициент, учитывающий транспортные расходы.

Для определения стоимости энергии длина выработки l разбивается на k ($k \geq 10$) равных участков $\Delta l_i = \frac{l}{k}$ и для каждого участка подсчитывается потребляемая мощность

$$N_i = 0,0636 \frac{\alpha l_i \rho_Q \cdot i \rho_H \cdot i Q_0^3}{d^{5\eta_{\text{в}} \eta_{\text{дв}} i}}, \quad (1.14)$$

где l_i — расстояние от вентилятора до конца рассматриваемого участка Δl_i , м; $\eta_{\text{в}}$, $\eta_{\text{дв}}$ — к. п. д. вентилятора и двигателя.

В результате этих подсчетов определяем стоимость энергии за весь срок проходки

$$C_{\text{э}} = \left(8760 k_{\text{э}} \varepsilon_r N_{\text{ср}} + \frac{b N_{\text{дв}} n_{\text{в}}}{\cos \alpha} \right) \frac{l}{12 v_{\text{пр}}}, \quad (1.15)$$

где $k_{\text{э}}$ — стоимость 1 кВт·ч энергии, руб.; ε_r — коэффициент, учитывающий потери в глу-

Таблица 1.1

Длина выработки, м	Технические данные режимов работы вентилятора				Число вентиляторов в агрегате
	Производительность, м/с	Давление, кгс/см ²	К. п. д.	Мощность, кВт	
100	5,40	180	0,71	13,4	1
200	4,15	205	0,61	13,7	1
300	3,75	215	0,575	13,8	1
400	3,40	225	0,545	13,8	1
500	4,20	410	0,615	27,4	2
600	4,80	580	0,675	41,2	3
700	5,10	740	0,695	53,1	4
800	5,45	890	0,710	57,0	5
900	6,50	290	0,650	28,4	2
1000	6,40	300	0,665	28,3	2
1100	6,30	310	0,675	28,3	2
1200	6,17	315	0,685	28,4	2
1300	6,80	400	0,615	43,3	3
1400	7,20	443	0,545	57,2	4
1500	7,40	500	0,500	72,5	5
1600	8,15	620	0,610	81,2	6
1700	8,05	625	0,600	82,1	6
1800	8,55	405	0,625	54,1	4
1900	8,50	407	0,625	54,3	4
2000	9,90	565	0,680	80,5	6
2100	9,80	570	0,675	81,1	6
2200	9,75	570	0,675	80,7	6

Средняя мощность из формулы (1.15) для первого варианта установки

$$N_{\text{ср 1}} = \frac{\sum N_i}{k \eta_{\text{дв 1}}} = 53,4 \text{ кВт}$$

Таблица 1.2

Длина выработки, м	Технические данные режимов работы вентилятора				
	Производительность, м/с	Давление, кгс/м ²	К. п. д.	Мощность, кВт	Угол установки за крылков, градус
100	4,70	270	0,55	22,5	-30
200	4,40	300	0,55	23,5	-30
300	4,20	320	0,56	23,5	-30
400	4,00	340	0,56	23,8	-30
500	3,80	350	0,56	23,3	-30
600	4,60	540	0,68	35,8	-10
700	5,00	685	0,68	49,3	+5
800	5,20	795	0,65	62,2	+20
900	5,25	200	0,50	20,6	-30
1000	5,60	230	0,56	22,5	-25
1100	5,90	270	0,62	25,2	-20
1200	6,30	325	0,70	28,6	-15
1300	6,75	385	0,75	34,0	-10
1400	7,00	430	0,76	38,8	-5
1500	7,25	480	0,77	44,3	0
1600	7,60	540	0,76	53,0	+5
1700	7,90	600	0,75	61,8	+15
1800	7,80	350	0,73	36,8	-5
1900	8,20	385	0,73	42,3	0
2000	8,60	430	0,72	50,2	+5
2100	8,90	475	0,69	60,0	+10
2200	9,20	510	0,66	69,5	+20

Средняя мощность из формулы (1.15) для второго варианта установки

$$N_{\text{ср 2}} = \frac{\sum N_i}{k \eta_{\text{дв 2}}} = 43 \text{ кВт}$$

шителе; для одной секции $\epsilon_r = (1,01 \div 1,02)$, для n_r секций $\epsilon_r = 1 + (0,01 \div 0,02) n_r$; $N_{\text{дв}}$ — установленная мощность двигателя, кВт; b — плата за 1 кВт·А установленной мощности, руб.; $N_{\text{ср}}$ — среднее значение за весь срок проходки потребляемой мощности, кВт.

Затраты на силовое оборудование составляют

$$C_0 = [S_n (a_n + E_n) + a_k S_k] n_b \frac{l_{\text{гТран}}}{12v_{\text{пр}}}, \quad (1.16)$$

где S_n , S_k — стоимость соответственно пускателя и кабелей, руб.; a_n — норма амортизационных отчислений для пускателей, 1/год; $a_k = 0,33$ — коэффициент, учитывающий срок службы кабелей, 1/год.

Стоимость кабеля, необходимого для подключения одного вентилятора,

$$S_k = k_k l_k, \quad (1.17)$$

где k_k — удельная стоимость кабеля, руб./м. l_k — длина кабеля, м.

Затраты на глушители шума

$$C_r = S_r (a_r + E_n) n_r \frac{l_{\text{гТран}}}{12v_{\text{пр}}}, \quad (1.18)$$

где S_r — стоимость одной секции глушителя, руб.; a_r — норма амортизационных отчислений для глушителя, 1/год; n_r — число секций глушителя в установке.

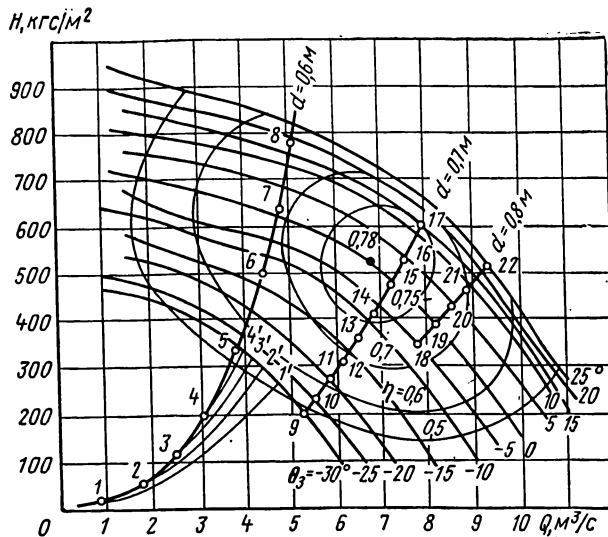
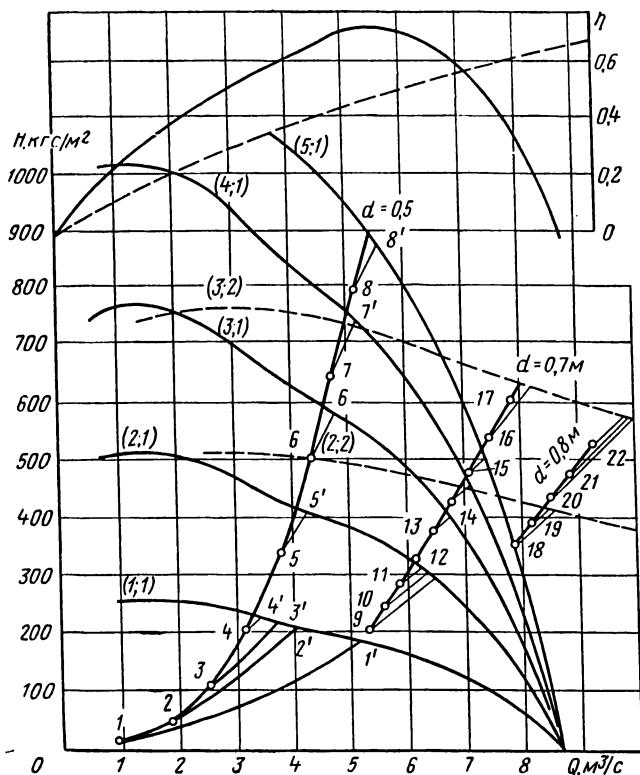


Рис. 1.13. Вентиляционные режимы при работе вентилятора ВЦ-7 на различные трубопроводы

Рис. 1.12. Вентиляционные режимы при последовательно-параллельной работе вентиляторов СВМ-6М на различные трубопроводы

Рассмотрим вариант проведения подготовительной выработки длиной 2200 м и сечением 10 м², проветриваемой вентиляторами СВМ-6М с применением нагнетательного трубопровода диаметром $d_{тр} = 0,5$ м до длины $l = 800$ м, $d_{тр} = 0,7$ м до длины 1700 м; $d_{тр} = 0,8$ м до длины 2200 м. Скорость проходки $v_{пр} = 100$ м/мес. В качестве базы для сравнения принимается вентилятор ВЦ-7. Расход воздуха, подаваемого в забой, $Q_0 = 3$ м³/с.

Результаты расчетов по определению потребных вентиляционных режимов, выполненных по формулам (1.6) и (1.7), приведены в табл. 1.1 и 1.2, а на рис. 1.12 и 1.13 сделано сопоставление этих режимов с областями промышленного использования вентиляторов СВМ-6М и ВЦ-7, откуда видно, что для выполнения поставленной задачи требуется один вентилятор ВЦ-7. В случае применения вентиляторов СВМ-6М для обеспечения режимов 1—4 (номера режимов соответствуют длине трубопровода в гектометрах) требуется один вентилятор, для режимов 5, 9—12 — два, для режимов 6, 12, 13 — три, для режимов 7, 14, 18, 19 — четыре, для режимов 8, 15 — пять и, наконец, для режимов 16, 17, 20, 21, 22 — шесть вентиляторов. С 5 по 15 режимы вентиляторы СВМ-6М соединяются последовательно, а с 18 по 22 — параллельно-последовательно (см. рис. 1.12, где

первая цифра в скобках означает число последовательно включенных машин, а вторая — число параллельных соединений).

Поскольку вентилятор ВЦ-7 имеет глубокое регулирование, все режимы (см. рис. 1.13) попадают в область его промышленного использования, за исключением режимов 1—4, вместо которых вентилятор обеспечивает режимы 1'—4', получаемые пересечением характеристик сети, проходящих через точки 1—4, с ближайшей регулировочной характеристикой вентилятора (при угле установки закрылков $\theta_3 = 30^\circ$). Затраты на трубопровод диаметром 0,5 м, подсчитанные с помощью формул (1.10) — (1.12) при $k_{тр} = 1,85$ руб./м² и $T_{тр} = 8$ мес, приведены в табл. 1.3.

После проведения 800 м выработки производится замена трубопровода $d_{тр} = 0,5$ м на воздуховод $d_{тр} = 0,7$ м. Очевидно, что отчисления от одновременно навешанной (постоянной) части трубопровода длиной $l_0 = 800$ м и постепенно наращиваемой (переменной) его части $x = l - l_0$ должны производиться по-разному: для переменной части воздуха остается справедливой формула (1.9), а затраты $C_{тр.о}$ на одновременно введенную (постоянную) часть трубопровода следует подсчитать с помощью формулы

$$C_{тр.о} = k_{тр} \pi d_{тр} l_0 \frac{x}{v_{пр}} \left(\frac{1}{T_{тр}} + \frac{E_H}{12} \right).$$

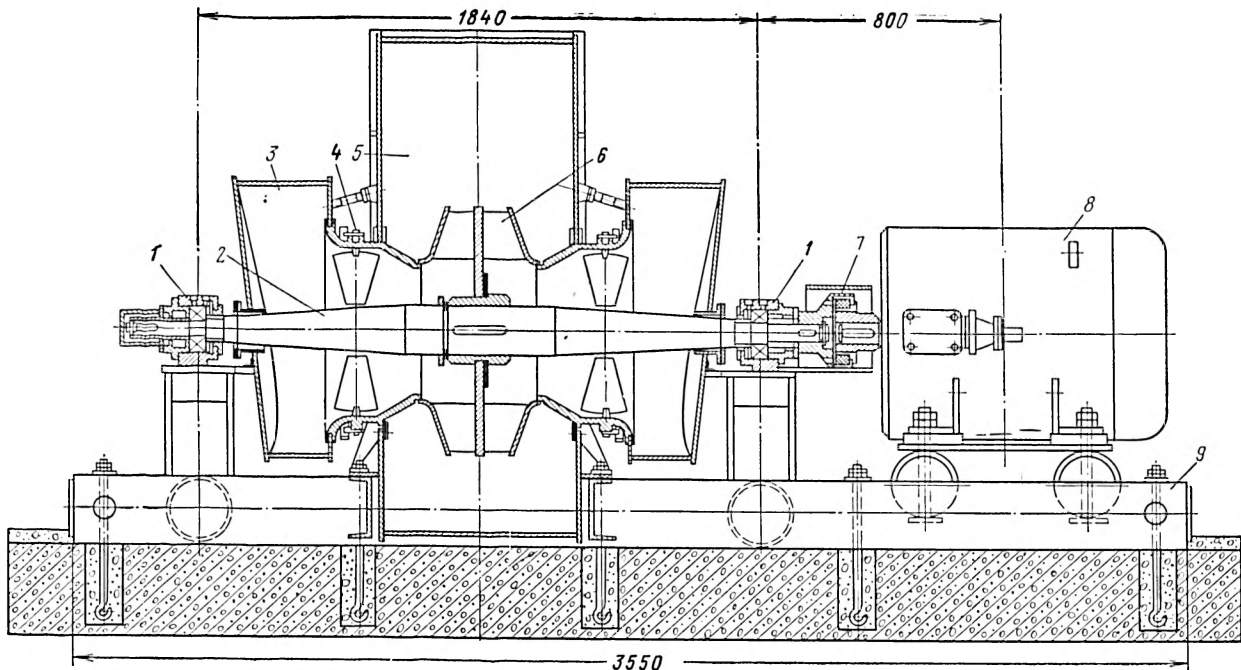


Рис. 1.14. Вентилятор ВЦПД-8УМ

стоит из диска и втулки. Нагрузка от рабочего колеса и главного вала воспринимается двумя радиально-сферическими роликоподшипниками № 3614 размером $70 \times 150 \times 51$ мм, установленными в литые разъемные корпуса. Один из подшипников зажат по наружному кольцу. Консистентная смазка закладывается в полость, образуемую торцевой крышкой корпуса, и пополняется через выносные масленки. Контроль температуры подшипников осуществляется визуальным путем с помощью термосигнализаторов ТСМ-100. Корпуса подшипников крепятся на стойках рамы.

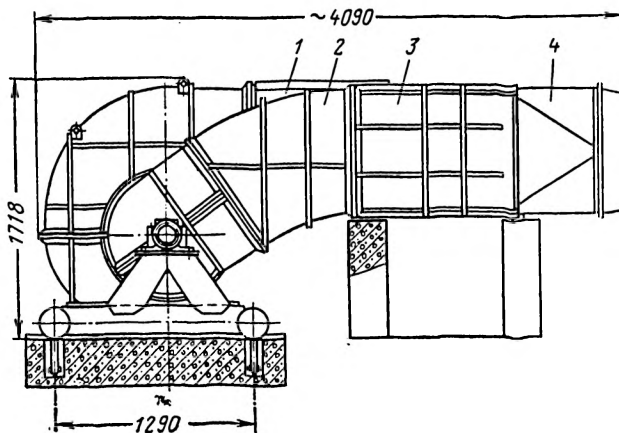


Рис. 1.15. Вентилятор ВЦПД-8УМ с реверсивным устройством

Корпус и входные коробки представляют собой сварные металлоконструкции из листа с оребрением, обеспечивающим достаточную жесткость при давлении до 1000 кгс/м^2 . Каждая входная коробка крепится к корпусу с помощью четырех стяжек. Крепление корпуса к раме выполняется с помощью лап.

Режим работы вентилятора регулируется осевыми направляющими аппаратами, поворот лопаток которых на заданный угол осуществляется с помощью рычагов и поводкового кольца. Для подсоединения к корпусу и входной коробке аппарат имеет фланцы. Синхронность поворота лопаток обоих направляющих аппаратов осуществляется за счет общего механизма поворота. Пределы регулирования $\theta = (-10 \div +90^\circ)$.

Вентилятор ВЦПД-8УМ укомплектован электродвигателем ВАО101-2 (2980 об/мин, 132 кВт, 380 В), установлен на бетонном основании и снабжен реверсивным устройством, необходимым для перехода от работы в режиме нагнетания к работе в режиме всасывания (или наоборот) в аварийных ситуациях.

Реверсивное устройство (рис. 1.15) состоит из патрубка 1 с лядой, колен 2, реверсивной коробки 3 и переходника 4. В зависимости от диаметра трубопровода, на который работает вентилятор, к переходнику подсоединен конфузор или диффузор с углом конусности не более 14° .

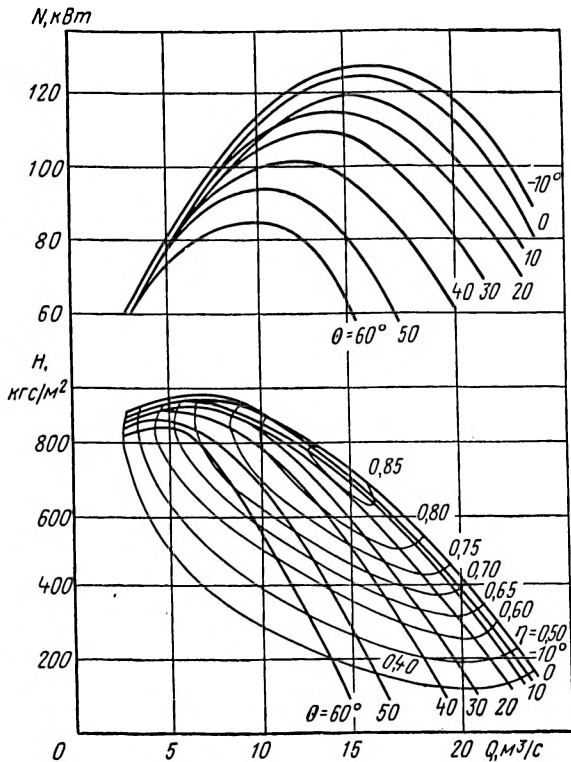


Рис. 1.16. Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦПД-8УМ

Для обеспечения устойчивости конструкции под реверсивную коробку следует подвести опоры.

Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦПД-8УМ приведены на рис. 1.16.

Вентилятор ВЦПД-8УМ изготавливается серийно Артемовским машиностроительным заводом.

Вентилятор центробежный ВЦП-16

Центробежный проходческий односторонний вентилятор ВЦП-16 [53, 51] разработан Донгипроуглемашем совместно с Артемовским машиностроительным заводом по аэродинамической схеме Ц38—12 ИГМТК им. М. М. Федорова и предназначен для нагнетательного проветривания шахтных стволов диаметром до 8 м и глубиной до 1400 м, проходимых с применением буровзрывных работ и проветриваемых нагнетательным способом.

Вентилятор рассчитан на работу с металлическим трубопроводом диаметрами 800, 900 и 1000 мм, обеспечивая соответственно проветривание стволов глубиной до 800, 1000 и 1400 м. При этом он устанавливается на поверхности у ствола, как правило, вне здания, лишь над двигателем и пусковой аппаратурой устанавливается навес.

Вентилятор ВЦП-16 с реверсивным устройством используется также для проветривания околоствольных выработок строящихся шахт.

Техническая характеристика вентилятора

Диаметр рабочего колеса, мм	1600	
Частота вращения вала, об/мин	1470	975
Полный к. п. д.:		
максимальный	0,87	
средневзвешенный в нормальной области работы	0,76	
Оптимальный режим:		
производительность, м³/с	29	19,8
полное давление, кгс/м²	720	316
Производительность в области промышленного использования, м³/с	10—46	6,6—30

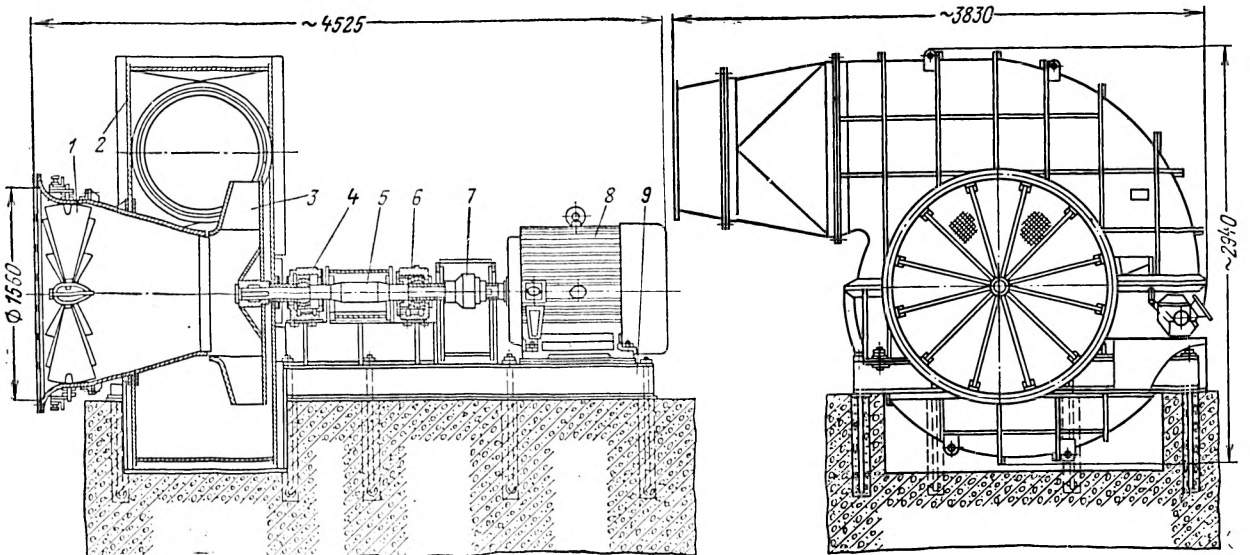


Рис. 1.17. Вентилятор ВЦП-16

Полное давление в области промышленного использования, кгс/м ²	200—940 88—415
Потребляемая мощность в области промышленного использования, кВт	160—245 46—71
Масса, кг:	
вентилятора	4950
вентилятора с реверсивным устройством и электродвигателем	7800

Вентилятор ВЦП-16 (рис. 1.17) [75] имеет направляющий аппарат 1 с входным патрубком, спиральный корпус 2, рабочее колесо 3 одно-стороннего всасывания, консольно закрепленное на валу 5, который опирается на радиальный 4 и радиально-упорный 6 подшипники. Вал вентилятора соединяется посредством упругой муфты 7 с валом электродвигателя 8. Монтажной базой для ротора, электродвигателя и корпуса является рама 9, представляющая собой сварную конструкцию из швеллеров и толстолистовой стали.

Рабочее колесо имеет восемь крыловидных загнутых назад лопаток, выполненных в виде металлических оболочек с внутренним оребрением, приваренных к плоскому коренному и коническому покрывному дискам. Колесо рассчитано на работу с окружной скоростью 123 м/с.

В качестве опор ротора использованы двухрядные сферические роликоподшипники № 3624 размером 120×260×86 мм, смонтированные влитых корпусах. Консистентная смазка подшипников пополяется через выносные масленки. Контроль температуры подшипников осуществляется визуальным путем с помощью термосигна-

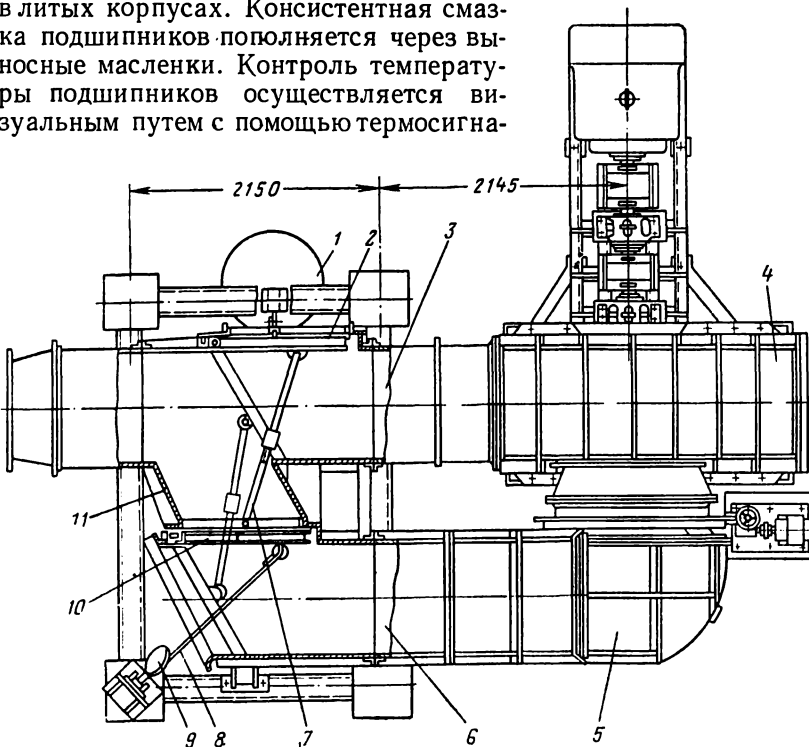


Рис. 1.18. Вентилятор ВЦП-16 с реверсивным устройством

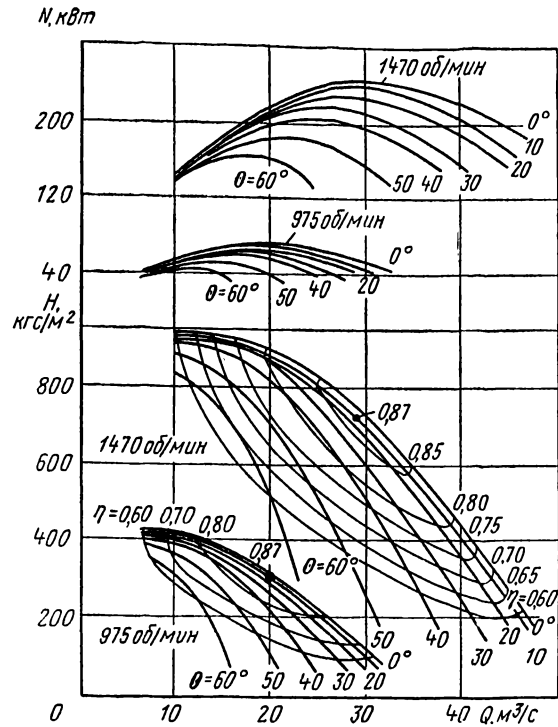


Рис. 1.19. Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦП-16

лизатора ТСМ-100. Уплотнение подшипников осуществляется резиновыми манжетами типа УМА.

Корпус вентилятора представляет собой металлоконструкцию, сваренную из листовой и сортовой стали, имеет густое оребрение, обеспечивающее его жесткость при работе с высоким давлением. Крепление корпуса к раме осуществляется с помощью лап. Разъем корпуса по оси колеса обеспечивает возможность обслуживания и ремонта вентилятора. К выходному отверстию корпуса крепится переходник, обеспечивающий подсоединение вентилятора к трубопроводу соответствующего диаметра.

Для регулирования производительности и давления вентилятор снабжен осевым направляющим аппаратом, имеющим 12 одновременно поворачивающихся лопаток, которые крепятся в опорах с бронзовыми втулками. С целью уменьшения вибрации сходящиеся к центру концы лопаток объединены обте-

кателем, состоящим из кока и опорного конуса, которые стягиваются между собой болтами. Поворот лопаток осуществляется колонкой КДУ с сервомотором РБ и электродвигателем мощностью 0,4 кВт со скоростью вращения вала 1420 об/мин. Пределы регулирования $\theta = (-10 \div +80^\circ)$. Угол установки лопаток определяется по указателю, укрепленному на корпусе ОНА. Для отключения электродвигателя привода от сети в крайних положениях лопаток привод снабжен концевыми выключателями.

Вентилятор может комплектоваться одним четырехкоростным асинхронным электродвигателем АО114-12-8-6-4 со скоростью вращения вала 1500, 1000, 750, 500 об/мин и соответственно мощностью 200, 120, 90, 60 кВт или двумя асинхронными электродвигателями АК101-6М (975 об/мин, 100 кВт, 380 В) и АК111-4М (1470 об/мин, 250 кВт, 380 В).

По требованию заказчика вентилятор может поставляться с реверсивным устройством и всасывающей коробкой, обеспечивающими переход от работы в режиме нагнетания к режиму всасывания в аварийных ситуациях.

Реверсивное устройство (рис. 1.18) состоит из коробки 11, двух ляд 2 и 10, натяжного груза 1 весом 1000 кгс, лебедки ЛРУ1-2М и входной коробки 5, подсоединяемой к вентилятору 4.

Коробка 11 имеет два прямоугольных канала 3 и 6 сечением 1000 × 1200 мм, с помощью которых она подключается соответственно к выходному отверстию вентилятора 4 и его входной коробке 5. Ляды 2 и 10, установленные в коробке 11, связаны между собой тягой 7 и посредством канатов 8 и шарнирно подвешенных блоков 9 соединены с лебедкой и натяжным грузом 1.

При нормальной работе вентилятора (в режиме нагнетания) ляды 2 и 10 закрыты и прижимаются к своим уплотнениям с помощью

груза 1. Воздух при этом из атмосферы засасывается через реверсивную коробку, канал 6 и входную коробку 5, а подается через канал 3 в нагнетательный трубопровод.

При переходе к режиму всасывания ляды 2 и 10 переключаются лебедкой ЛРУ-1-2М, отключая канал 6 от атмосферы и соединяя его с вентиляционным трубопроводом. Выхлоп в атмосферу при этом происходит через отверстие в канале 3. Прижатие ляд к уплотнениям достигается за счет натяжения каната.

Аэродинамические характеристики вентилятора при частоте вращения 1470 и 975 об/мин приведены на рис. 1.19.

Вентилятор ВЦП-16 и вспомогательное оборудование изготавливаются серийно Артемовским машиностроительным заводом.

Вентиляторы центробежные ВЦ-11 и ВШЦ-16

Центробежные односторонние вентиляторы ВЦ-11 и ВШЦ-16 [1, 2], разработанные Артемовским машиностроительным заводом по аэродинамической схеме Ц35-20 ИГМТК им. М. М. Федорова [60, 61], предназначены для главного проветривания угольных и рудных шахт с потребным расходом воздуха соответственно 4—20,5 м³/с (рис. 1.20 и 1.21) и 9—42 м³/с (рис. 1.22 и 1.23) и статическим давлением 60—350 кгс/м². Они могут также применяться в калориферных установках, при проходке стволов шахт, в системах отопления и вентиляции, для охлаждения электрических машин и других целей.

Вентилятор ВЦ-11 рассчитан на работу при скорости вращения вала 1460 об/мин, но допускается его применение при частоте вращения 970 об/мин. Вентилятор ВШЦ-16 рассчитан на частоту вращения 980 об/мин, но может применяться также при скорости 730 об/мин.

Техническая характеристика вентиляторных установок

	ВЦ-11		ВШЦ-16	
Диаметр рабочего колеса, мм	1100		1600	
Частота вращения вала, об/мин	1460	970	980	730
К. п. д.:				
максимальный статический			0,85	
максимальный полный			0,86	
средневзвешенный статический в нормальной области работы			0,73	
Оптимальный режим:				
производительность, м³/с	14	9,5	29	21,5
статическое давление установки, кгс/м²	276	122	263	146
Производительность в области промышленного использования, м³/с . .	5,5—20,5	4—13,5	11—42	9—31
Статическое давление в области промышленного использования, кгс/м² .	115—350	52—148	110—335	61—187
Потребляемая мощность в области промышленного использования, кВт	30—51	9—15,5	60—100	25—42
Масса вентилятора с диффузором, кг	2000		5465	

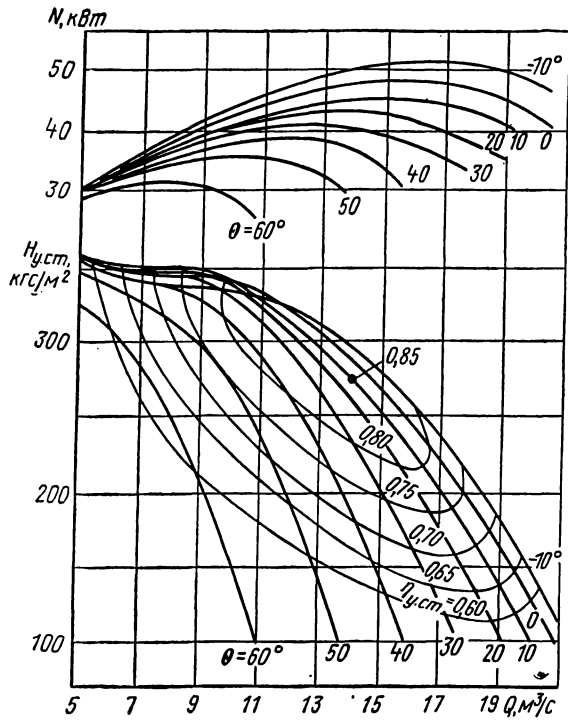


Рис. 1.20. Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦ-11 при 1460 об/мин

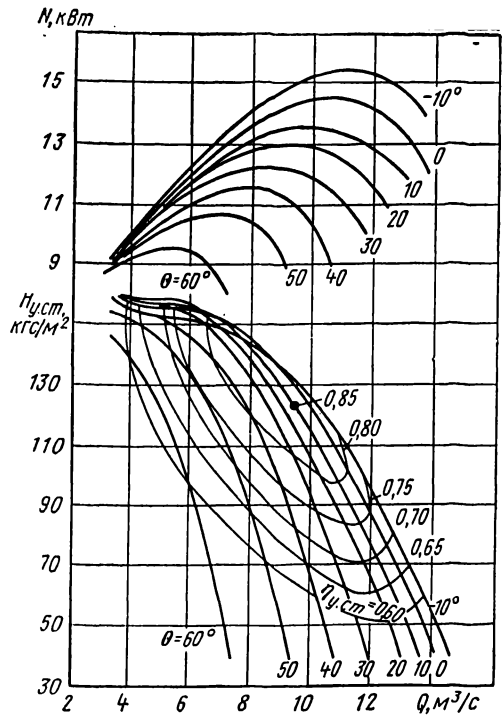


Рис. 1.21. Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦ-11 при 970 об/мин

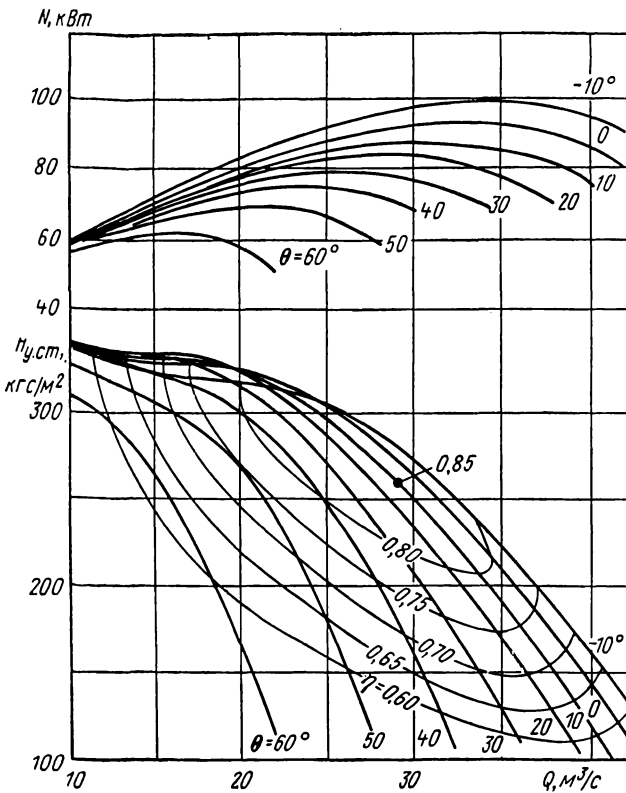


Рис. 1.22. Аэродинамические характеристики вентилятора ВЩЦ-16 при 980 об/мин

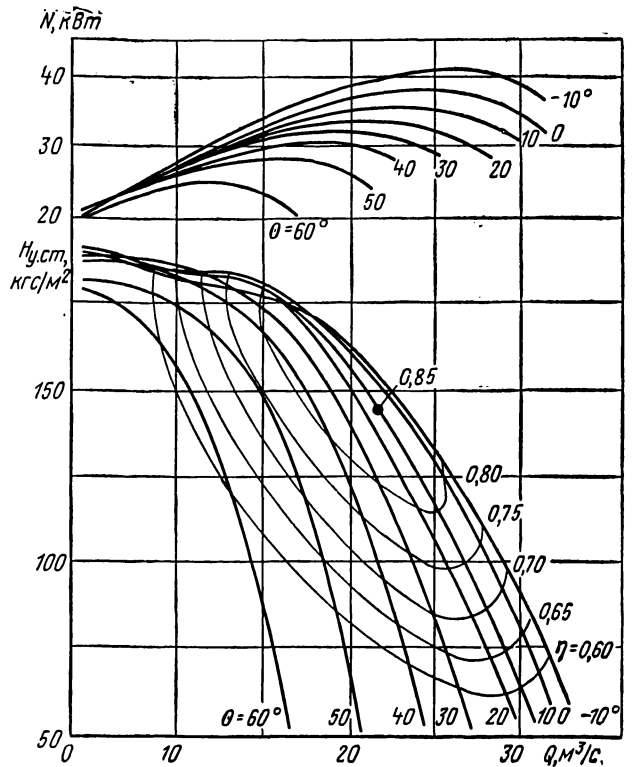


Рис. 1.23. Аэродинамические характеристики вентилятора ВЩЦ-16 при 730 об/мин

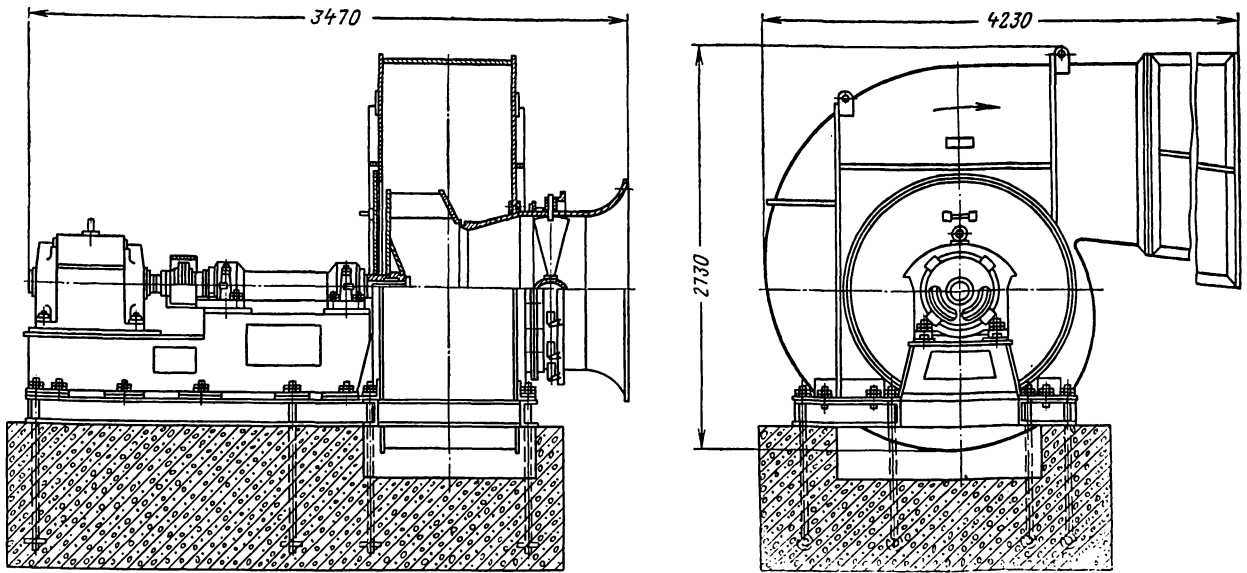


Рис. 1.24. Вентилятор ВЦ-11

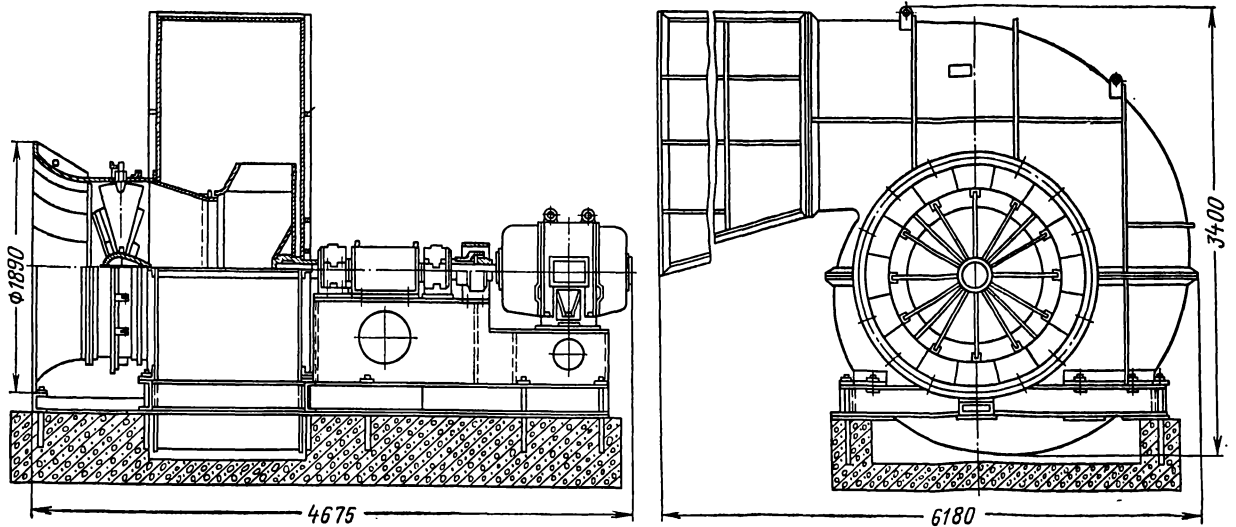


Рис. 1.25. Вентилятор ВШЦ-16

Вентиляторы ВЦ-11 (рис. 1.24) и ВШЦ-16 (рис. 1.25) [75] имеют аналогичные, за небольшим исключением, конструкции, состоящие из рабочего колеса, спирального корпуса, направляющего аппарата, главного вала с подшипниками, рамы, диффузора, подставки и электродвигателя.

Рабочие колеса вентиляторов ВЦ-11 и ВШЦ-16 состоят из восьми крыловидных лопаток, приваренных к плоскому заднему и коническому переднему дискам, ступицы и обтекателя. Рабочие колеса укреплены на кон-

соли главного вала, вращающегося в двух подшипниках качения. Смазка подшипников консистентная. Подача смазки производится через отверстия в крышках. Для промывки подшипников предусмотрены спускные отверстия. С целью предотвращения потерь смазки в торцовых крышках подшипников установлены лабиринтные и войлочные уплотнения. Главный вал с электродвигателем соединен упругой муфтой.

Спиральные корпуса вентиляторов ВЦ-11 и ВШЦ-16 представляют собой сварные конструк-

ции, изготовленные из листовой и уголковой стали. Для удобства монтажа, демонтажа, ремонта и обслуживания вентиляторов корпуса имеют разъем в горизонтальной плоскости, проходящей через ось вала. Со стороны всаса к корпусам подсоединяются конические входные патрубки. Корпус вентилятора ВЦ-11 со стороны электродвигателя имеет съемную диафрагму, позволяющую производить осмотр рабочего колеса. В задней стенке корпусов для прохода главного вала сделано отверстие. Зазор между этим отверстием и главным валом уплотнен войлочным кольцом.

К спиральному корпусу со стороны всаса присоединен осевой направляющий аппарат, служащий для регулирования режима работы вентиляторов. Осевые направляющие аппараты вентиляторов ВЦ-11 и ВШЦ-16 состоят из сварных корпусов, 12 плоских лопаток, механизмов для одновременного поворота лопаток на одинаковый угол и обтекателей, укрепленных по оси корпуса с помощью растяжек. Лопатки опираются на капроновые подшипники корпуса и бронзовые подшипники обтекателя. Лопатки направляющих аппаратов могут быть повернуты от $+90^\circ$ (отверстие открыто) до -10° . При углах от 0 до $+90^\circ$ воздух в направляющем аппарате закручивается в сторону вращения рабочего колеса, снижая производительность вентилятора и потребляемую им мощность. При повороте лопаток направляющего аппарата на -10° воздух в нем закручивается против направления вращения рабочего колеса, что приводит к увеличению производительности вентилятора и потребляемой им мощности.

К выходному отверстию спирального корпуса вентиляторов присоединен пирамидальный диффузор, сваренный из листовой и уголковой стали.

Спиральный корпус, подшипники и электродвигатель каждого вентилятора укреплены на жесткой раме, допускающей перевозку вентилятора в сборе любым видом транспорта.

Вентиляторы изготавливаются Артемовским машиностроительным заводом.

Вентилятор центробежный ВЦД-16

Центробежный двусторонний вентилятор ВЦД-16 [76, 5], разработанный Артемовским машиностроительным заводом по аэродинамической схеме Ц40-32 ИГМТК им. М. М. Федорова, предназначен для проветривания угольных и рудных шахт, но может использоваться также в металлургической, химической и других отраслях народного хозяйства.

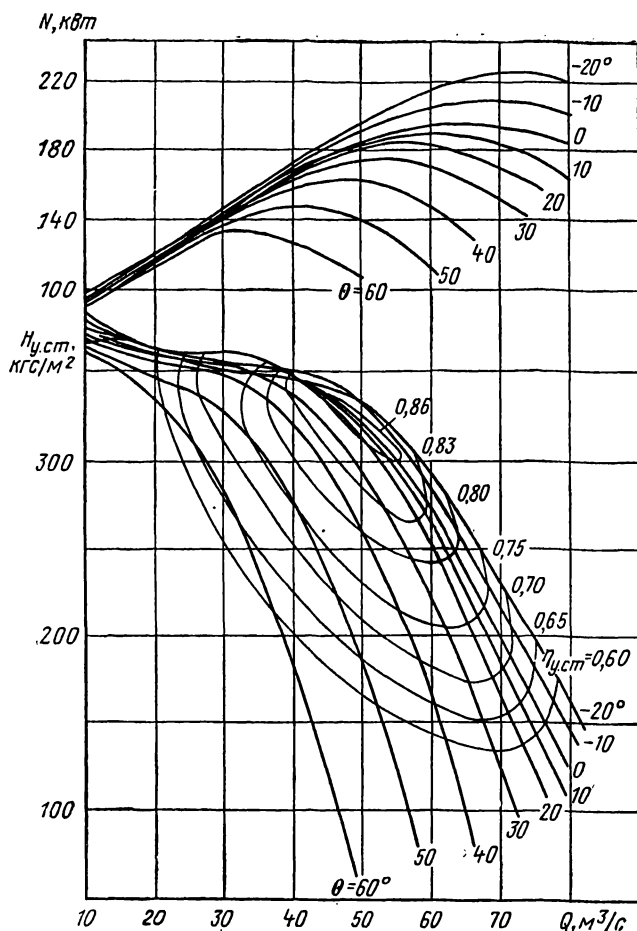


Рис. 1.26. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВЦД-16 при 980 об/мин

Вентилятор рассчитан на работу при частоте вращения вала 980 об/мин (рис. 1.26), но может также эффективно работать при 730 об/мин (рис. 1.27).

Техническая характеристика вентиляторной установки

Диаметр рабочего колеса, мм	1600
Частота вращения вала, об/мин	980; 730
К. п. д.:	
максимальный статический	0,86
максимальный полный	0,88
средневзвешенный статический в нормальной области работы	0,76
Оптимальный режим:	
производительность, м³/с . . .	50; 37
статическое давление, кгс/м²	320; 178
Производительность в области промышленного использования, м³/с	21—78; 15,5—58
Статическое давление в области промышленного использования, кгс/м²	135—365; 75—202
Потребляемая мощность в области промышленного использования, кВт	115—225; 47,5—93
Масса вентилятора, кг	7000

Вентиляторная установка (рис. 1.28) состоит из двух вентиляторов 1 типа ВЦД-16 (левого и правого), двух приводных электродвигателей, унифицированной аппаратуры автоматизации, вспомогательного оборудования, здания 2 и каналов (главного 4 и обводного 3).

В здании расположены вентиляторы, приводные электродвигатели, унифицированная аппаратура автоматизации.

Вентилятор ВЦД-16 (рис. 1.29) состоит из рабочего колеса 1, спирального корпуса 2, двух направляющих аппаратов 3, двух входных коробок 4, подшипников 5, главного вала 6.

Рабочее колесо двустороннего всасывания имеет с каждой стороны по восемь крыловидных лопаток, сваренных из листовой стали и ребер жесткости. Лопаты приварены к коренному и двум покрывным дискам. Рабочее колесо крепится болтами к ступице, изготовленной из стального листа и приваренной к главному валу. Последний опирается на два роликовых двухрядных сферических подшипника № 3624, которые установлены в стальные разъемные корпуса, крепящиеся болтами к сварным стойкам. На фундаменте стойки закрепляются болтами.

Спиральный корпус сварен из листовой стали и уголков. Для удобства монтажа и эксплуатации спиральный корпус имеет горизонтальный разъем по оси вала. В спиральный корпус с двух сторон вставляются входные патрубки. Для закрепления на фундаменте спиральный корпус имеет опоры с отверстиями для установки фундаментных болтов.

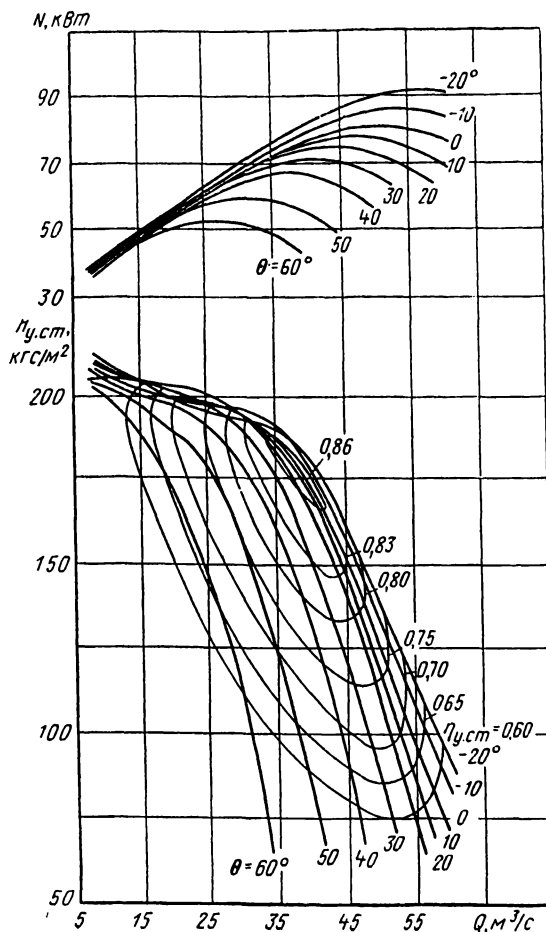


Рис. 1.27. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВЦД-16 при 730 об/мин

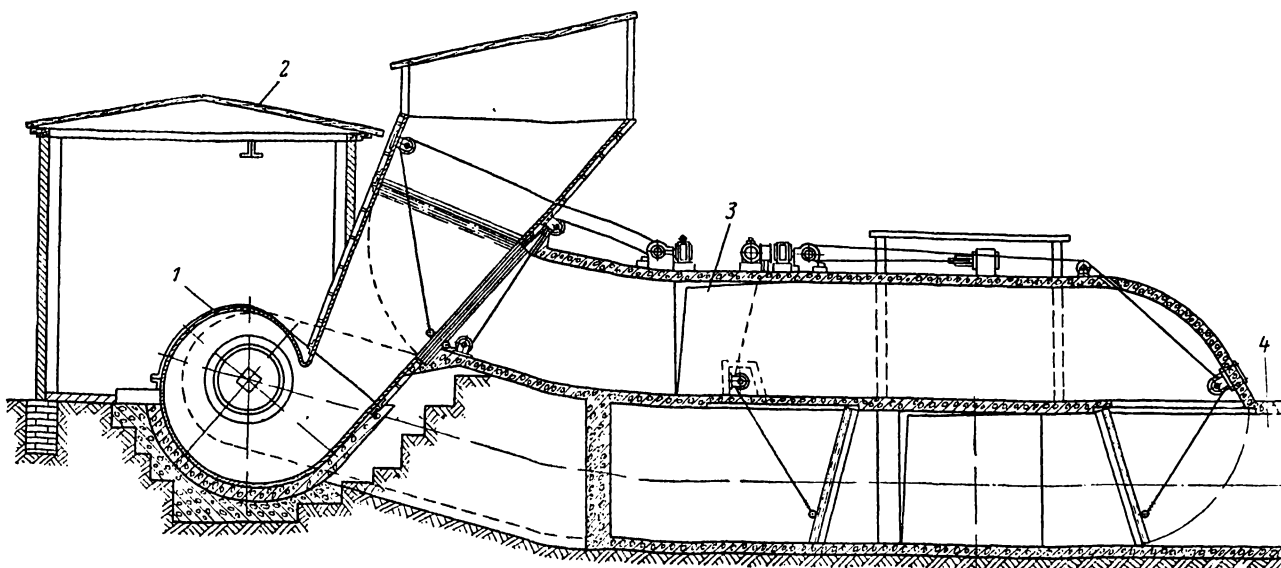


Рис. 1.28. Вентиляторная установка ВЦД-16

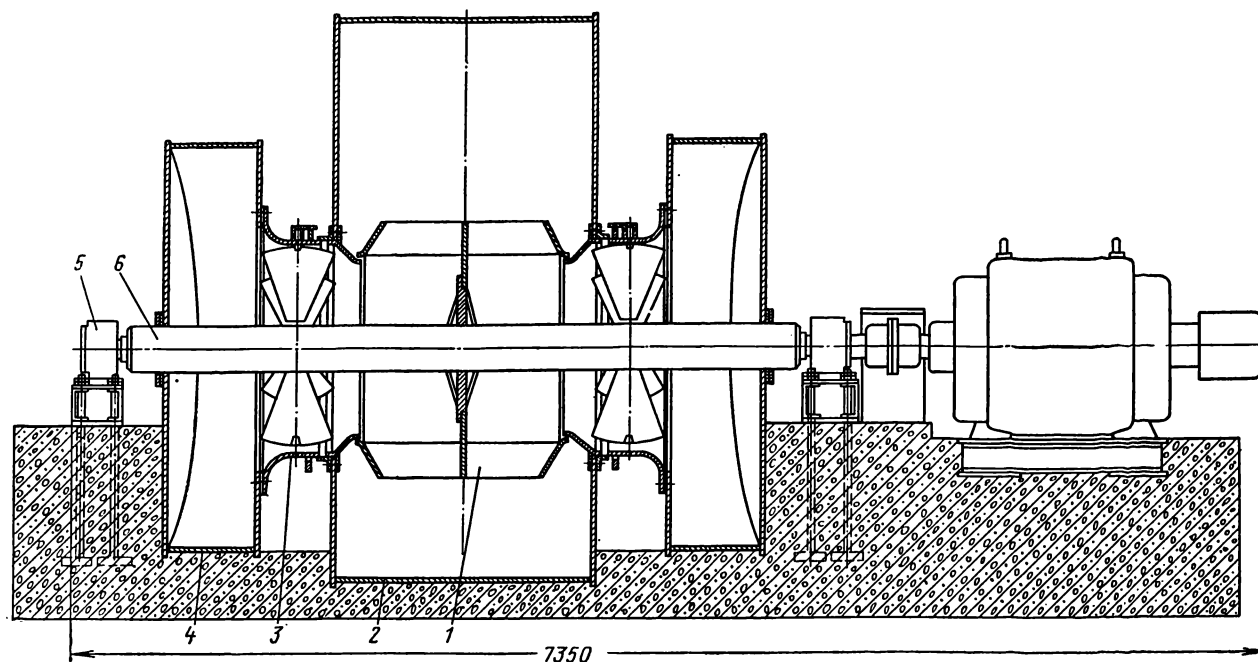


Рис. 1.29. Вентилятор ВЦД-16

Каждый из направляющих аппаратов состоит из обечайки с коллектором, десяти плоских лопаток и механизма одновременного их поворота. Лопатки укреплены консольно на обечайке и могут быть повернуты в подшипниках качения на угол от -20 до $+90^\circ$. Обечайка, имеющая горизонтальный разъем, крепится болтами к входной коробке и с помощью резиновой ленты соединяется с входным патрубком.

Входная коробка сварена из листовой и сортовой стали. Для удобства монтажа и ремонта входная коробка имеет разъем в горизонтальной плоскости по оси вала.

Вентиляторы ВЦД-16 и вспомогательное оборудование поставляются Артемовским машиностроительным заводом.

Вентилятор центробежный ВЦ-25

Центробежный односторонний вентилятор ВЦ-25 [3, 4], разработанный Каменским машиностроительным заводом по аэродинамической схеме Ц35-15 ИГМТК им. М. М. Федорова [61], предназначен для главного проветривания шахт и рудников с потребным расходом воздуха $22-97 \text{ м}^3/\text{с}$ и статическим давлением $100-470 \text{ кгс}/\text{м}^2$ (рис. 1.30 и 1.31). Он может использоваться также в металлургической, химической и других отраслях народного хозяйства.

По требованию заказчика вентиляторы ВЦ-25 изготавливаются с горизонтальным или верти-

кальным (рис. 1.32) расположением диффузора, причем первый вариант используется для установок, работающих на нагнетание, второй — рекомендуется для установок, работающих на всасывание.

Техническая характеристика вентиляторной установки

Диаметр рабочего колеса, мм	2500	
Частота вращения вала, об/мин	750	600
К. п. д.:		
максимальный статический	0,86	
максимальный полный	0,88	
средневзвешенный статический в нормальной области работы	0,76	
Оптимальный режим:		
производительность, $\text{м}^3/\text{с}$. . .	62	50
статическое давление, $\text{кгс}/\text{м}^2$	395	250
Производительность в области промышленного использования, $\text{м}^3/\text{с}$	28—97	22—77
Статическое давление в области промышленного использования, $\text{кгс}/\text{м}^2$	155—470	100—300
Потребляемая мощность в области промышленного использования, кВт	200—355	105—180
Маховый момент ротора вентилятора, $\text{кгс}\cdot\text{м}^2$	5900	
Масса, кг:		
вентилятора	8 145	
установки из двух вентиляторов и вспомогательного оборудования (без электрооборудования)	24 975	

Шахтная установка (рис. 1.33) состоит из двух вентиляторов / типа ВЦ-25 (левого и пра-

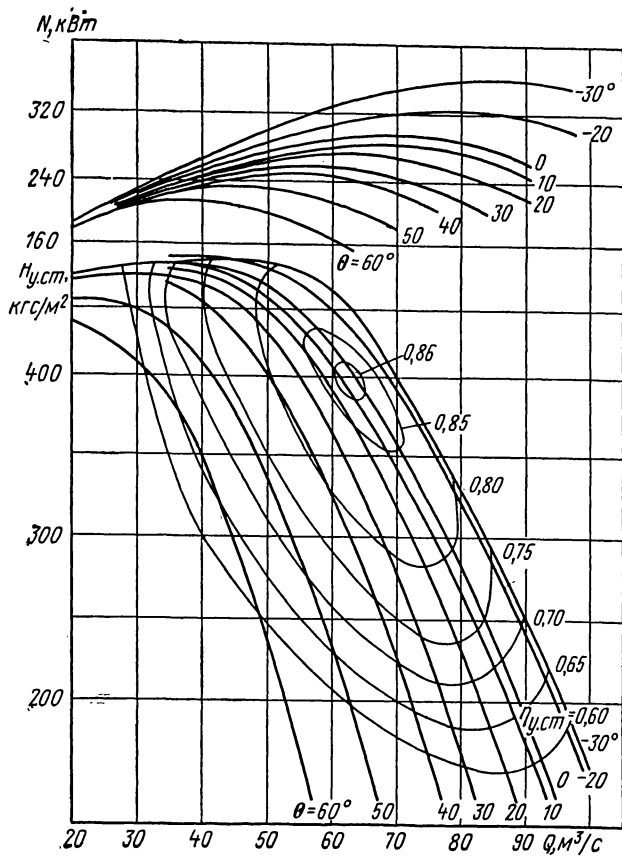


Рис. 1.30. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВЦ-25 при 750 об/мин

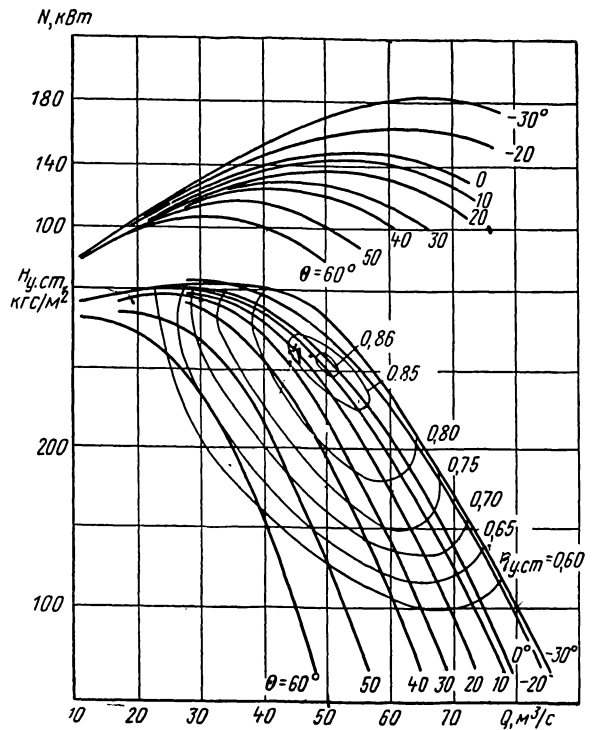


Рис. 1.31. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВЦ-25 при 600 об/мин

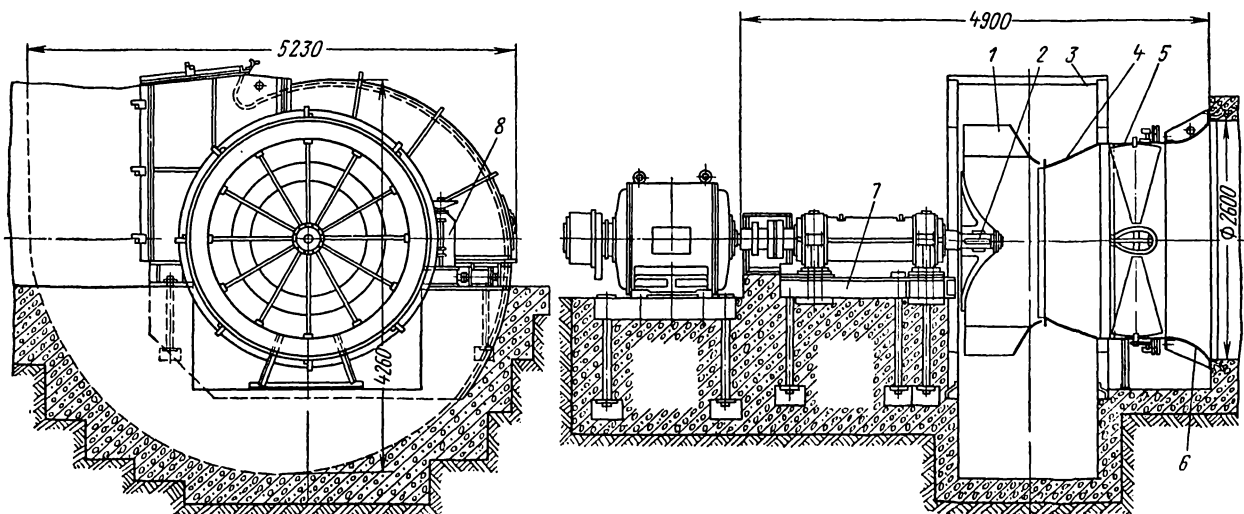


Рис. 1.32. Вентилятор ВЦ-25

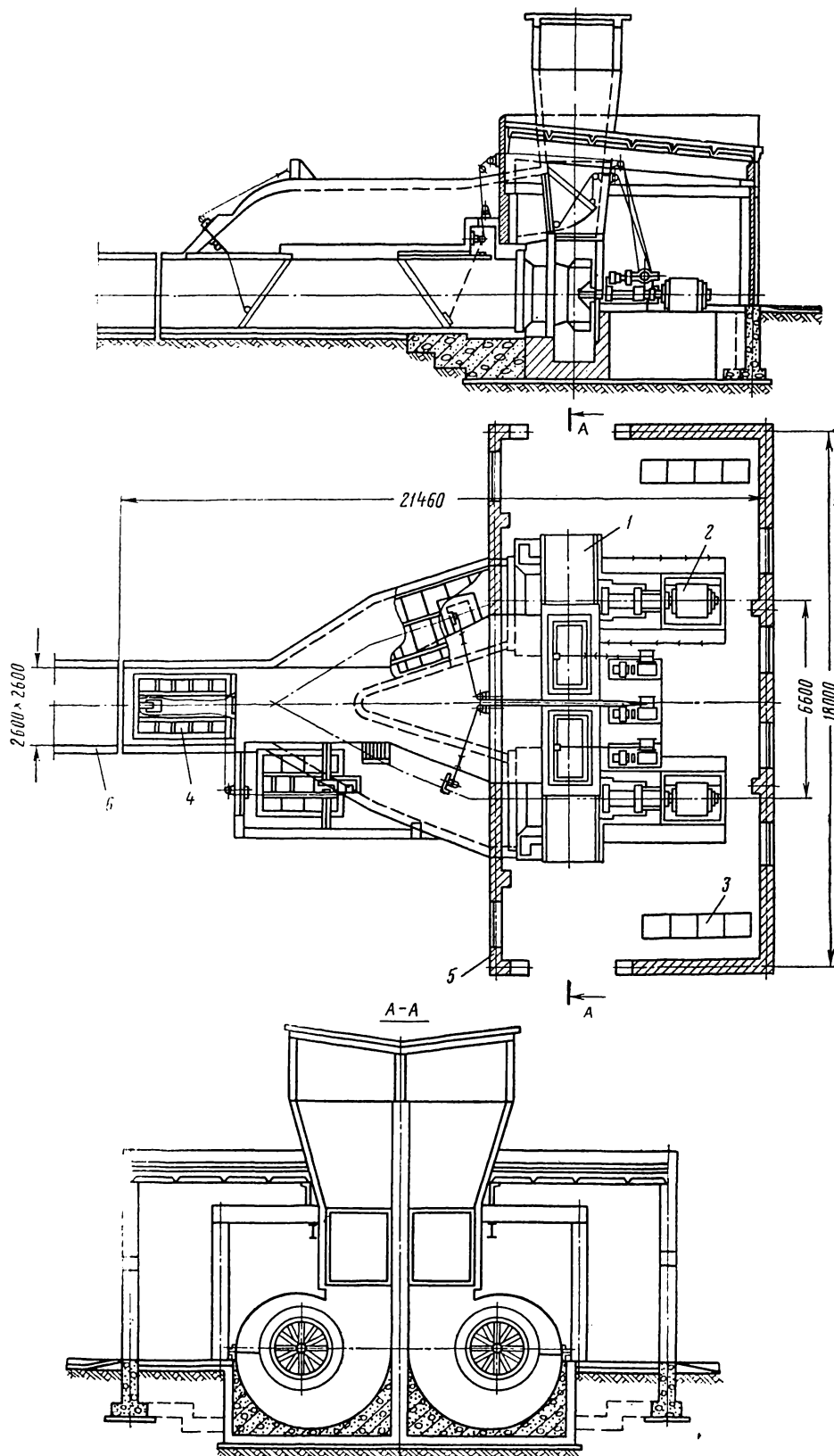


Рис. 1.33. Вентиляторная установка ВЦ-25

вого), двух приводных электродвигателей 2, унифицированной аппаратуры автоматизации 3 типа УКАВ-2, вспомогательного оборудования 4, здания 5 и каналов 6.

В машинном здании находятся вентиляторы, приводные электродвигатели, унифицированная аппаратура автоматизации, лебедки. Во всасывающей будке расположена атмосферная ляда, служащая для реверсирования вентиляционной струи.

При работе установки на всасывание воздух из шахты поступает к вентилятору по главному и подводному каналам и выбрасывается в атмосферу через диффузор. При этом обе ляды диффузоров, атмосферная и переключающая ляды (последняя отсоединяет резервный вентилятор от главного канала и работающего вентилятора) опущены. Остальные ляды подняты.

При реверсировании вентиляционной струи поднимают атмосферную ляду и обе ляды диффузоров и опускают реверсивную ляду. В этом случае свежий воздух поступает в вентилятор из атмосферы через всасывающую будку, снабженную жалюзийной решеткой, и нагнетается в шахту по диффузору, обводному и главному каналам.

Вентилятор ВЦ-25 (см. рис. 1.32) [75] состоит из рабочего колеса 1, главного вала 2, спирального корпуса 3, входного патрубка 4, направляющего аппарата 5, коллектора 6, рамы 7, привода направляющего аппарата 8.

Рабочее колесо представляет собой сварную металлоконструкцию, состоящую из двух дисков — коренного и покрывного, между которыми приварены восемь крыловидных лопаток, сваренных из обечаек и ребер жесткости. Рабочее колесо укреплено на консоли главного вала, вращающегося в двух подшипниках качения. Последние установлены в стальных литых корпусах, закрепленных болтами на обработанных площадках жесткой сварной рамы, и фиксируются цилиндрическими штифтами. Корпус подшипника состоит из двух частей с разъемом по оси вала. С наружных торцов подшипники имеют отъемные крышки с горизонтальным разъемом. Внутренние торцы подшипников соединены между собой масляной ванной, представляющей собой сварную трубу, снабженную двумя маслоуказателями и двумя отверстиями для заливки масла.

С целью обеспечения нормального уровня масла для каждого подшипника ванна разделена на два отделения и имеет разъем в горизонтальной плоскости. Для предотвращения утечки масла и проникновения пыли в подшипники предусмотрены маслоотражательные коль-

ца и резиновые манжетные уплотнения. В крышках корпусов подшипников имеются гнезда для установки термодатчиков, служащих для контроля температуры подшипников.

Главный вал вентилятора и электродвигатель соединяются втулочно-пальцевой муфтой. Спиральный корпус вентилятора с вертикальным расположением диффузора состоит из двух верхних и одной нижней сварных секций, соединенных болтами, и нижней бетонной части. Разъем верхних и нижней секций производится по горизонтальной плоскости, совпадающей с осью главного вала. Для удобства монтажа и ремонта рабочего колеса верхние секции корпуса имеют разъем в вертикальной плоскости. С целью доступа при профилактическом осмотре лопаток рабочего колеса спиральный корпус снабжен двумя люками: одним со стороны подшипника, другим — на обечайке корпуса.

Со стороны всасывания в спиральный корпус вставлен входной патрубок, представляющий собой коническую обечайку с уплотнительными кольцом и полосой. Для работы вентилятора с высоким к. п. д. необходимо обеспечить небольшие зазоры между входным патрубком и рабочим колесом: радиальный 6 мм и осевой 10 мм.

К входному патрубку примыкает осевой направляющий аппарат, состоящий из цилиндрического корпуса, обтекателя, 12 лопаток, расположенных между ними, и механизма одновременного поворота лопаток. Лопатки с помощью привода могут быть повернуты на угол от $+90^\circ$ (отверстие перекрыто) до -30° . При положительных углах установки лопаток воздух закручивается в сторону вращения рабочего колеса, что приводит к уменьшению потребляемой мощности и производительности вентилятора; при отрицательных углах установки воздух в аппарате закручивается против направления вращения рабочего колеса, увеличивая потребляемую мощность и производительность вентилятора.

По желанию заказчика вентиляторы поставляются с одним из двух синхронных электродвигателей: СД13-52-8 (630 кВт, 750 об/мин, 6000 В) или СД13-52-10 (500 кВт, 600 об/мин, 6000 В).

Вентиляторы и вспомогательное оборудование изготавливаются Артемовским машиностроительным заводом.

Вентилятор центробежный ВЦ-32

Центробежный вентилятор одностороннего всасывания ВЦ-32 [51, 75] разработан Донгипроуглемашем и Каменским машиностроитель-

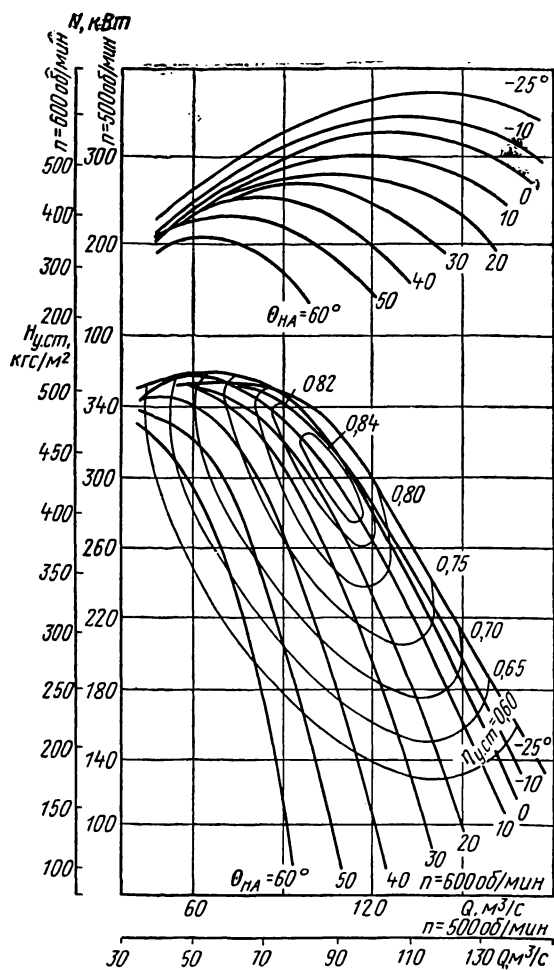


Рис. 1.34. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВЦ-32

ным заводом по аэродинамической схеме Ц35-15 ИГМТК им. М. М. Федорова [61].

Вентилятор ВЦ-32 предназначен для главного проветривания угольных шахт и рудников, применяется он также в вентиляционных устройствах предприятий металлургической, химической и других отраслей народного хозяйства при производительности 37—168 м³/с и статическом давлении 130—515 кгс/м².

Как видно из аэродинамических характеристик ВЦ-32, приведенных на рис. 1.34, кривые давления его не имеют перегибов, разрывов и впадин, что позволяет эксплуатировать вентиляторы в любой точке характеристики, как при единичной, так и параллельной работе двух и более машин. Характерным для всего класса машин с загнутыми назад лопатками является и наличие явно выраженного максимума на кривых мощности, как правило совпа-

дающего с оптимальным режимом работы. Это свойство центробежных машин с загнутыми назад лопатками позволяет избежать опасности перегруза приводных электродвигателей и, следовательно, не бояться «закорачивания» воздушной струи.

Техническая характеристика вентиляторной установки

Диаметр рабочего колеса, мм	3200
Частота вращения вала, об/мин	600 500
Статический к. п. д.:	
максимальный	0,84
средневзвешенный в нормальной области работы	0,74
Оптимальный режим:	
производительность, м ³ /с	108 90
статическое давление, кгс/м ²	430 300
Производительность в области промышленного использования, м ³ /с	45—166 37—137
Статическое давление в области промышленного использования, кгс/м ²	188—515 130—358
Потребляемая мощность в области промышленного использования, кВт	350—640 200—370
Маховый момент ротора, кгс·м ²	25 000
Масса вентилятора, кг	16 330

Шахтная вентиляторная установка, состоящая из двух вентиляторов ВЦ-32 правого и левого исполнения, показана на рис. 1.35. Работаящий вентилятор 1 соединен с шахтным стволом каналом 7, в котором лядя 3 находится в верхнем положении. Опущенная лядя всасывающей будки 4 отсекает вентиляционные каналы от атмосферы, а лядя 5 изолирует обводной канал 6. Вентиляционный канал резервного вентилятора перекрыт лядей 8, находящейся в нижнем положении. Ляди диффузора работающего 2 и резервного 9 вентиляторов находятся также в нижнем положении.

При необходимости реверсирования воздушной струи, когда вентиляторы нагнетают воздух в шахту, лядя диффузора работающего вентилятора поднимается и соединяет выхлопное отверстие спирального кожуха с обводным каналом, лядя 5 опускается, одновременно открывается лядя всасывающей будки, за счет чего вентилятор начинает всасывать воздух непосредственно из атмосферы.

Все ляди поднимаются и опускаются с помощью канатов, перемещение которых осуществляется однобарабанными лебедками ЛРУ1-2М. Канаты направляются системой блоков, укрепленных на стенках и перекрытиях вентиляционных каналов.

Как при прямой, так и при реверсивной работе вентиляторы работают с неизменными направлением и скоростью вращения.

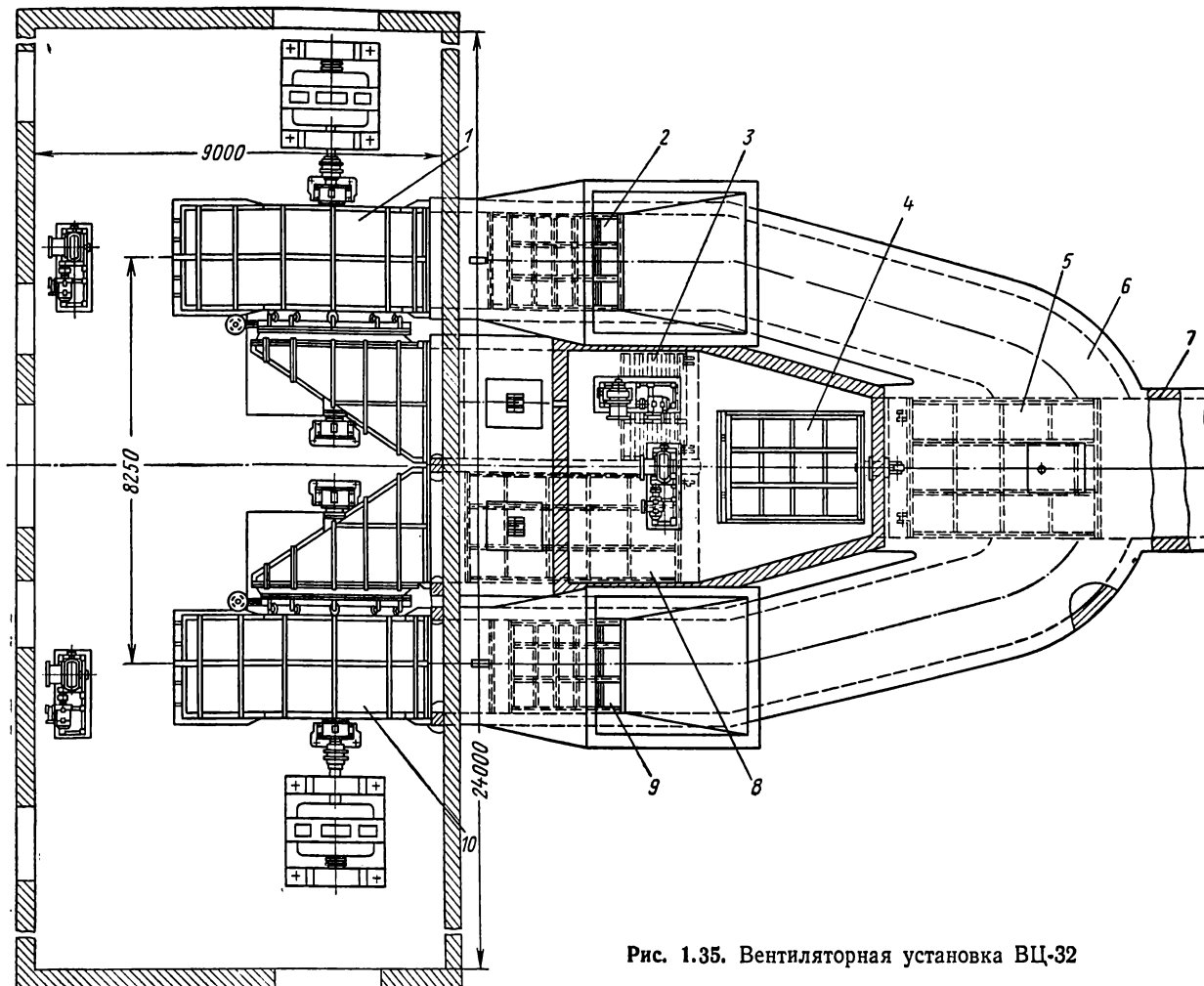


Рис. 1.35. Вентиляторная установка ВЦ-32

Основной конструктивной особенностью вентилятора ВЦ-32 [75], общий вид которого показан на рис. 1.36, является исполнение его ротора.

Вентилятор ВЦ-32 выполнен с двухпорным ротором 2, на вал которого рабочее колесо 6 насажено между опорами.

В подшипниковых узлах 1 и 7 ротора применены радиально-сферические роликоподшипники, насаженные на вал с помощью разрезной конусной втулки. В корпусах подшипников предусмотрены емкости, заполненные жидким минеральным маслом, для смазки подшипников.

Рабочее колесо, закрепленное на ступице вала с помощью болтового соединения, состоит из двух дисков: плоского коренного и конического покрывного, между которыми сварены восемь пустотелых профильных лопаток. Жесткость и прочность обечаек лопаток достигаются

благодаря фермному оребрению, расположенному в полости лопаток.

Входное отверстие покрывного диска усилено литым лабиринтным кольцом. Улучшение условий поворота воздушного потока на входе в рабочее колесо достигается за счет укрепленного на коренном диске обтекателя. Наличие последнего позволяет также ужесточить коренной диск, улучшить его отстройку от резонансной частоты поперечных колебаний.

Статорная часть вентилятора ВЦ-32 состоит из спирального кожуха 5 и входной коробки 3, между которыми установлен корпус осевого направляющего аппарата 4. Все узлы статора — сварные металлоконструкции, имеющие горизонтальный разъем и соединенные друг с другом по вертикальным фланцам.

Режим работы вентилятора регулируется поворотом лопаток осевого направляющего аппарата, расположенных в корпусе аппарата у вхо-

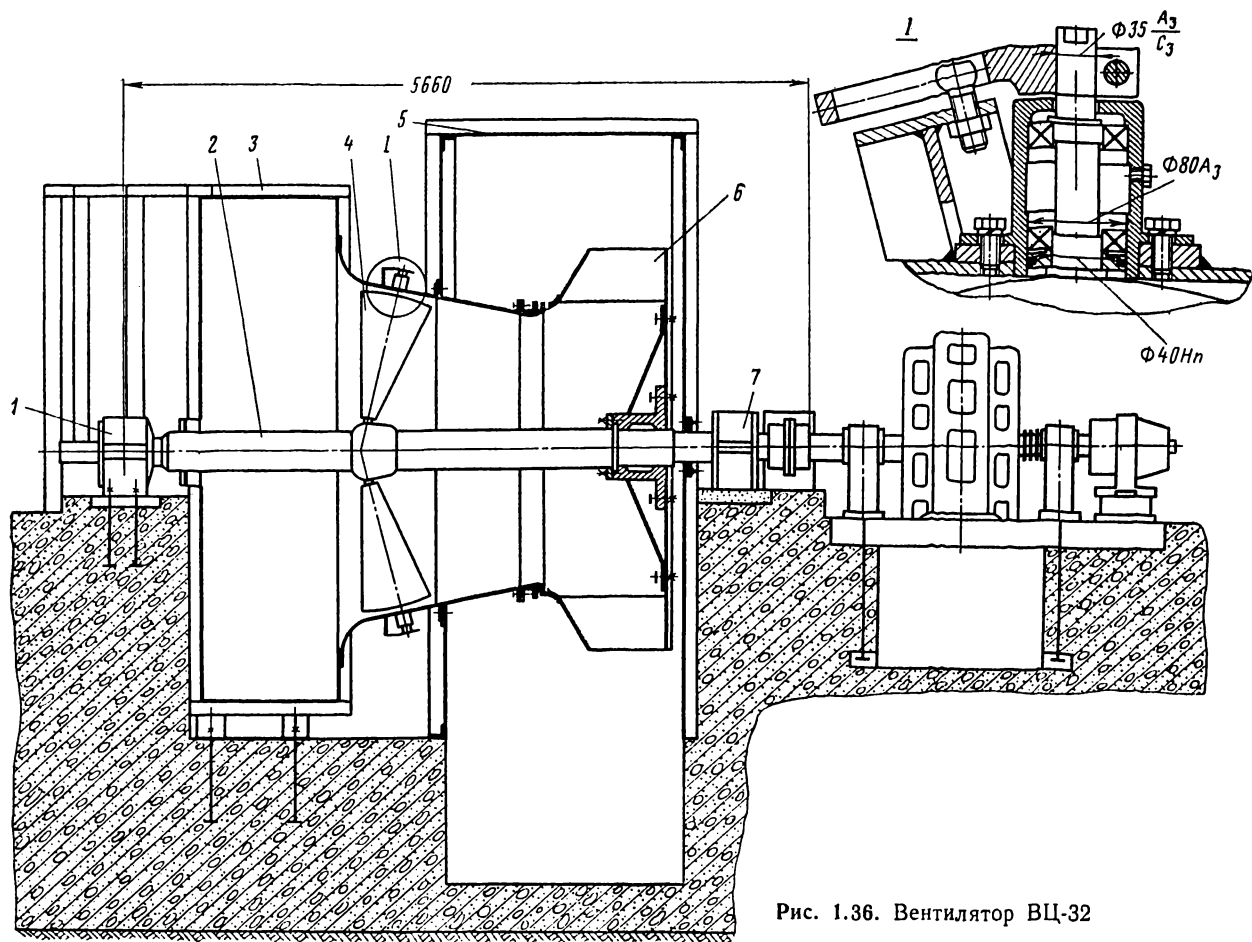


Рис. 1.36. Вентилятор ВЦ-32

да в рабочее колесо. Лопатки устанавливаются на необходимый угол дистанционно с помощью электромеханического привода через поворотное кольцо, которое обкатывается по корпусу аппарата на роликах, и систему рычагов. При угле установки лопаток 90° сечение всаса полностью перекрыто, производительность вентилятора близка к нулю, а потребляемая мощность составляет примерно 45% от номинальной. В случае, когда угол установки равен 0° , полотна лопаток параллельны оси вала и закручивания воздушного потока не происходит. При промежуточных углах установки (от 0 до 90°) воздух, попадая на лопатки, отклоняется по направлению вращения рабочего колеса. Допускается также поворот лопаток на небольшие отрицательные углы (не более -20°), при которых воздух несколько подкручивается навстречу вращению колеса.

Привод вентилятора осуществляется через зубчатую муфту, одна из зубчатых втулок которой насажена на конец вала ротора, другая — непосредственно на вал синхронного эле-

ктродвигателя. Размеры полумуфт, соединенных между собой болтами для отверстий из-под развертки, выбраны таким образом, что между торцами валов вентилятора и двигателя сохраняется монтажный зазор, превышающий длину зубчатой втулки. Благодаря этому ремонтные работы, связанные с заменой износившихся муфт и вышедших из строя подшипников, производятся без демонтажа или смещения приводного электродвигателя, что позволяет значительно сократить время ремонта.

Управление вентиляторами ВЦ-32 и вспомогательным оборудованием переключения и реверсирования воздушной струи выполняется дистанционно с пульта машиниста или диспетчером шахты с помощью унифицированных комплектов аппаратуры автоматизации вентиляторов главного проветривания.

Вентиляторы ВЦ-32 и вспомогательное оборудование поставляются Донецким машиностроительным заводом им. Ленинского комсомола Украины. С 1975 г. после модернизации вентиляторы ВЦ-32 получили шифр ВЦ-31,5М.

Вентилятор центробежный ВЦЗ-32

Центробежный вентилятор ВЦЗ-32 [6, 8, 10], разработанный Донгипроуглемашем при участии СКБ Каменского машиностроительного завода по аэродинамической схеме ЦЗ1-16 ИГМТК им. М. М. Федорова, предназначен для проветривания глубоких угольных и рудных шахт, но может применяться в системах вентиляции предприятий различных отраслей промышленности при потребном расходе воздуха 40—175 м³/с и статическом давлении 125—700 кгс/м² (рис. 1.37).

Техническая характеристика вентиляторной установки

Диаметр рабочего колеса, мм	3200	
Частота вращения вала, об/мин	600	500
Статический к. п. д.:		
максимальный	0,84	
средневзвешенный в нормальной области работы	0,78	
Оптимальный режим работы:		
производительность, м ³ /с . .	105	83
статическое давление, кгс/м ²	445	307
Производительность в области промышленного использования, м ³ /с	48—175	40—146
Статическое давление в области промышленного использования, кгс/м ²	180—700	125—483
Потребляемая мощность в области промышленного использования, кВт	310—1120	178—645
Маховый момент ротора, кгс·м ²	27 000	
Масса вентилятора, кг	16 600	

Регулирование ВЦЗ-32, его настройка на требующийся вентиляционный режим производится двумя способами [42]: в случае небольшого изменения эквивалентного отверстия — поворотом лопаток осевого направляющего аппарата на ходу вентилятора; при необходимости в значительном изменении производительности или давления вентиляционного режима на остановленном вентиляторе переставляют закрылки, меняя угол их установки. Таким образом, кривые «производительность — давление» (см. рис. 1.37) соответствуют различным углам установки закрылков: от —10 до +30°. В промежутках между этими кривыми любой режим может быть получен за счет соответствующего поворота лопаток направляющего аппарата. Кривые равных коэффициентов полезного действия учитывают потери в обеих применяющихся системах регулирования.

Вентиляторная установка с вентиляторными ВЦЗ-32 (рис. 1.38) аналогична установке с вентиляторными ВЦ-32. Помимо двух вентиляторов, рабочего и резервного, оборудование вентиляторной установки включает шесть ляд, приводимых в действие с помощью лебедок ЛРУ1-2М,

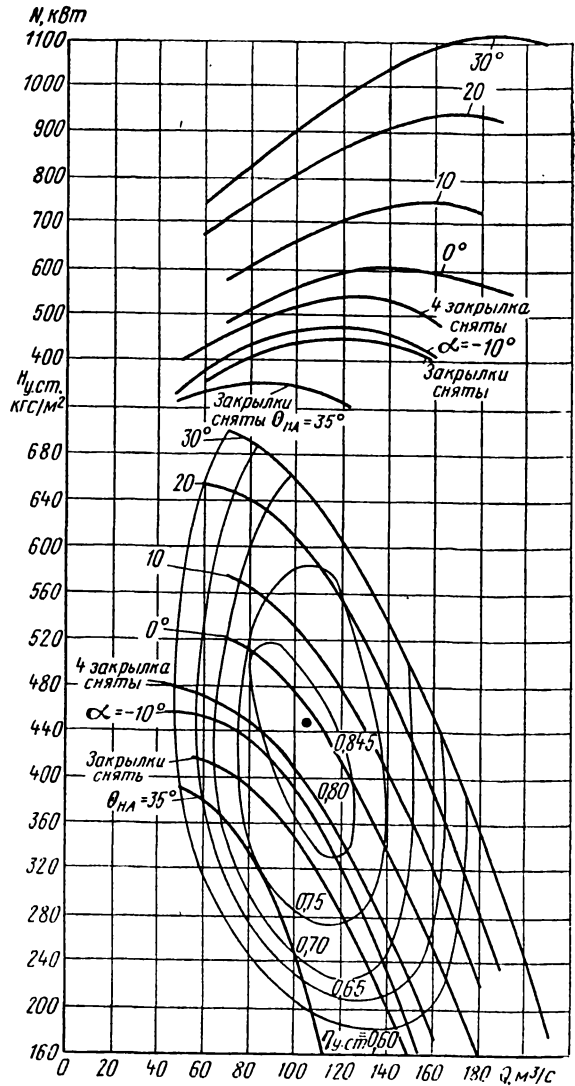


Рис. 1.37. Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦЗ-32 при 600 об/мин

канатов и блоков, смонтированных на стенках и перекрытиях каналов. Резервный и рабочий вентилятор — левого и правого исполнения. Отличаются они ориентацией лопаток рабочего колеса относительно приводного конца вала ротора.

Рабочее колесо 2 крепится с помощью болтов к ободу ступицы, сидящей на валу между опорами в непосредственной близости от одной из подшипниковых опор 1.

Подшипниковые узлы ротора состоят из литых разъемных корпусов, в полости которых имеются масляные ванны с установленными в их расточки сферическими двухрядными роликоподшипниками, насаженными на вал на

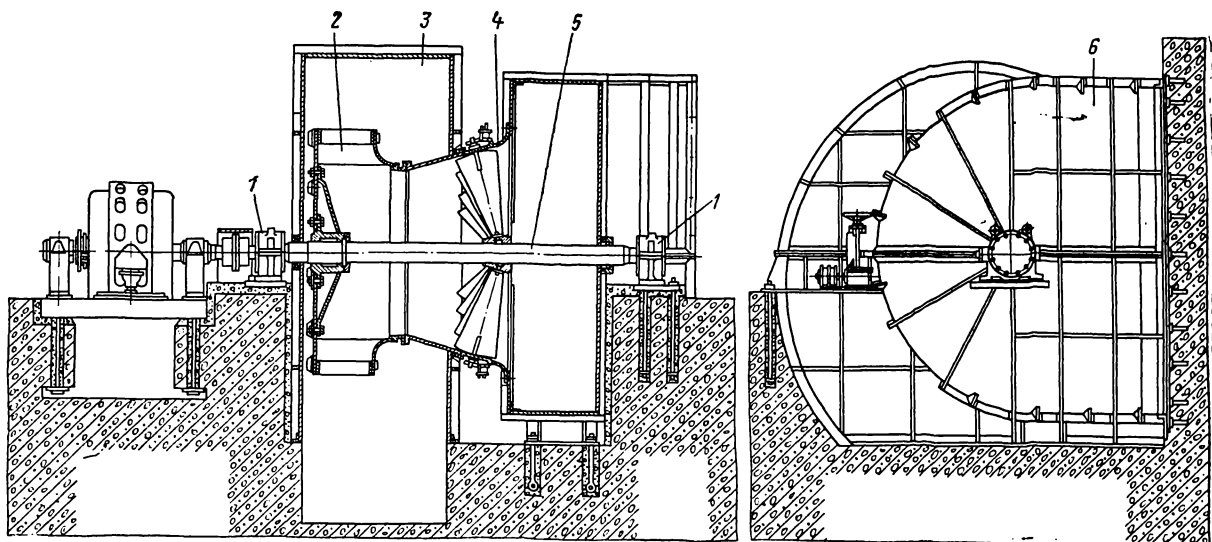


Рис. 1.38. Вентилятор ВЦЗ-32

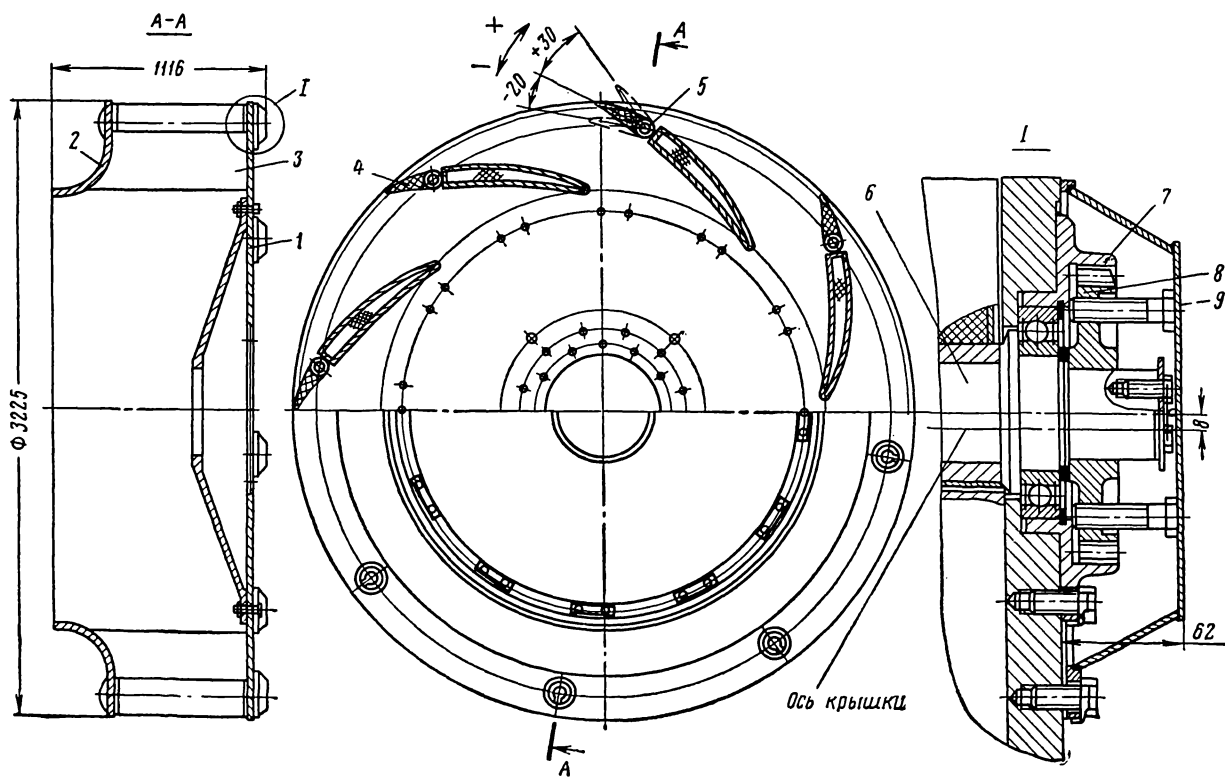


Рис. 1.39. Рабочее колесо вентилятора ВЦЗ-32

разрезных конусных втулках. Зубчатая муфта, с помощью которой на вал ротора 5 передается крутящий момент от двигателя, выполнена таким образом, что между концами валов ротора и двигателя сохраняется расстояние, достаточное для монтажа и демонтажа зубчатых втулок муфт и роликоподшипников.

Статорная часть вентилятора состоит из входной коробки 6, через которую воздух поступает из вентиляционных каналов к осевому направляющему аппарату 4 и рабочему колесу, корпуса направляющего аппарата и спирального кожуха 3, выхлопное отверстие которого примыкает к бетонному диффузору. Направляющий аппарат состоит из листовых лопаток с приваренными цапфами.

Нижние цапфы фиксируются в пазу обтекателя, охватывающего вал, на верхние установлены опоры скольжения, закрепленные на внешней поверхности конического корпуса направляющего аппарата. Рычаги, насаженные на верхние цапфы лопаток, своими пальцами входят в пазы приводного кольца, соединенного с помощью гайки с винтом редуктора привода направляющего аппарата.

Лопатки осевого аппарата могут поворачиваться на углы от $+90^\circ$, при котором входное отверстие полностью перекрывается, до 0° . В последнем случае подкрутки потока не производится, так как полотна лопаток устанавливаются строго по оси вала вентилятора. При промежуточных углах от 0 до $+90^\circ$ воздух, попадая на лопатки, должен отклоняться по направлению вращения рабочего колеса.

Рабочее колесо вентилятора ВЦЗ-32 (рис. 1.39) имеет коренной 1 и плоский, усиленный торообразным кольцом покрывной 2 диски, между которыми установлены восемь лопаток. Каждая из лопаток состоит из неподвижной части 3, приваренной к дискам, и поворотного закрылка 4.

Лопатки и закрылки рабочего колеса имеют трехслойную конструкцию; их пустотелые профили заполнены пенопластом, связывающим обечайки и заставляющим их работать совместно, как единое целое.

Закрылки имеют стальную ось 5, в которую входят со стороны обоих дисков сухари с цапфами. На цапфу 6, выходящую за коренной диск, насажен шарикоподшипник, наружное кольцо которого установлено в расточке стакана 7, имеющего зубчатый венеч в внутренней поверхности его выступающей за диск части. Стакан крепится к диску болтами. По консоли цапфы может перемещаться фиксирующая угол поворота элемент-шестерня 8, входящая в зацепление с зубчатым венцом

стакана. Выступающие части стаканов закрыты обтекателями 9, что имеет целью уменьшить аэродинамическое сопротивление при вращении колеса.

Цапфа оси закрылка со стороны покрывного диска укреплена с помощью шарикоподшипника, установленного в расточке корпуса.

Фиксация закрывков при повороте производится через 10° . При необходимости в повышении давления, развиваемого вентилятором, закрылки устанавливаются на положительные углы ($+10^\circ$; $+20^\circ$; $+30^\circ$), для уменьшения производительности и давления осуществляется поворот закрывков на отрицательные углы (-10° , -20°). Поворот закрывков выполняется на остановленном вентиляторе через люки в стенке кожуха; при этом снимают обтекатели 9 и выводят шестерни из зацепления, перемещая их на оси, а затем устанавливают на нужный угол и вновь вводят в зацепление.

Управление и контроль за работой вентиляторной установки осуществляются с помощью унифицированного комплекта аппаратуры автоматизации УК АВ-2, выпускаемого Харьковским электромеханическим заводом. Вентиляторы и вспомогательное оборудование с 1978 г. будут изготавливаться на Донецком машиностроительном заводе им. Ленинского комсомола Украины под шифром ВЦ-31,5П.

Вентилятор центробежный ВЦД-32М

Центробежный вентилятор ВЦД-32М [52, 40] разработан Донгипроуглемашем по аэродинамической схеме Ц35-15×2 ИГМТК имени М. М. Федорова.

Вентиляторы ВЦД-32М предназначены для установок главного проветривания угольных шахт и рудников, они широко применяются в вентиляционных системах предприятий металлургической, химической и других отраслей народного хозяйства при потребном расходе воздуха $60-305 \text{ м}^3/\text{с}$ и статическом давлении $70-510 \text{ кгс}/\text{м}^2$.

Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦД-32М приведены на рис. 1.40. В верхней части зоны изменение режима работы производится с помощью осевых направляющих аппаратов, в нижней — регулированием скорости вращения.

Техническая характеристика вентиляторной установки

Диаметр рабочего колеса, мм	3200
Частота вращения вала, об/мин	600—300
Статический к. п. д.:	
максимальный	0,84
средневзвешенный в нормальной области работы	0,78

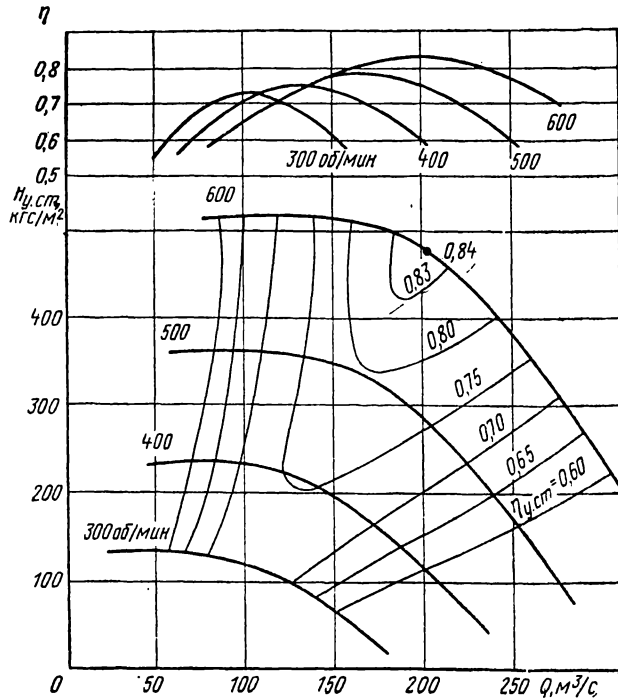


Рис. 1.40. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВЦД-32М

Оптимальный режим:

производительность, м³/с	200
статическое давление, кгс/м²	478
Производительность в области промышленного использования, м³/с	60—305
Статическое давление в области промышленного использования, кгс/м²	70—510
Потребляемая мощность в области промышленного использования, кВт	150—1200
Маховый момент ротора, кгс·м²	37 000
Масса вентилятора, кг	28 250

Вентилятор ВЦД-32М характеризуется плавными без разрывов и впадин кривыми «производительность—давление», позволяющими устойчиво работать как при одиночной, так и параллельной работе двух или нескольких машин на одну вентиляционную сеть. Максимум на кривой мощности соответствует оптимальному режиму, в связи с чем ни закорачивание вентиляционной струи, ни «режим закрытой задвижки» не опасны для собственно вентилятора и его приводного двигателя.

Вентиляторная установка ВЦД-32М (рис. 1.41) состоит из рабочего 1 и резервного 2 вентиляторов, двух ляд переключения 3 и 6, ляды 4 всасывающей будки и отсекающей ляды 5.

Шарниры всех ляд расположены в горизонтальной плоскости у перекрытий каналов;

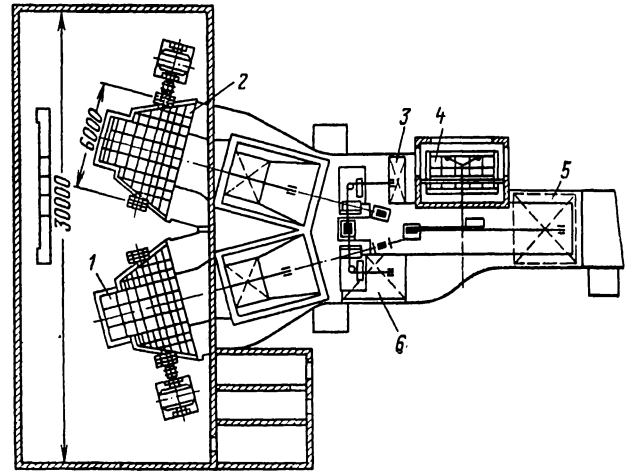


Рис. 1.41. Вентиляторная установка ВЦД-32М

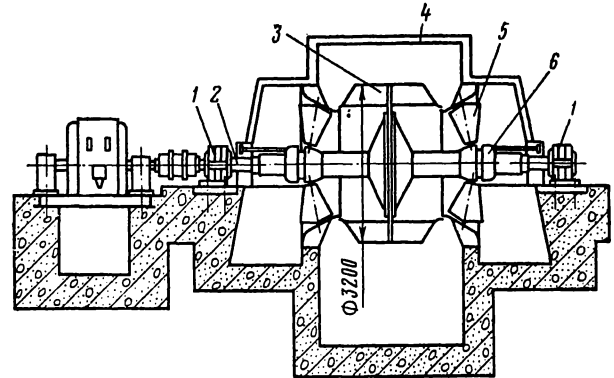


Рис. 1.42. Вентилятор ВЦД-32М

подъем и опускание ляд производятся с помощью канатов, идущих от лебедок через блокки, закрепленные на стенках каналов.

Схема работы установки аналогична описанной для вентиляторов ВЦ-32.

Конструкция вентилятора ВЦД-32М показана на рис. 1.42. Ротор 2, вращающийся в двух подшипниковых опорах 1, несет по середине рабочее колесо двустороннего всасывания 3, состоящее из коренного несущего и двух сварнолитых покрывных дисков, между которыми вварены профильные лопатки крылообразной формы. Лопатки пустотелые, жесткость их листовых обечаек достигается за счет более массивных носовой и хвостовой частей и лонжеронов, связанных в сечении, параллельном коренному диску, в ферму.

К ободу главного вала коренной диск рабочего колеса крепится болтами, что облегчает монтаж вентиляторов на шахте и позволяет комплектовать левый и правый вентиляторы

установки одними и теми же узлами. Литые обтекатели, установленные на обеих сторонах коренного диска, способствуют улучшению условий течения воздушного потока при повороте его к лопаткам рабочего колеса и одновременно ужесточают диск, повышая величину собственных поперечных колебаний системы.

Подшипниковые узлы состоят из сферических роликоподшипников, закрепленных на шейках главного вала с помощью разрезных конусных втулок и литых корпусов с горизонтальным разъемом. Смазка подшипников осуществляется за счет масляной ванны, имеющейся в специальной полости корпуса.

К конструктивной особенности вентиляторов ВЦД-32М относится наличие единой статорной группы, включающей спиральный кожух 4, входные коробки и входные патрубки с лабиринтными кольцами, обработанные цилиндрические пояски которых образуют с покрывными дисками рабочего колеса уплотнительный зазор.

Статорная группа состоит из двух боковин, жесткость которых создается за счет связанного в раму оребрения и пространственной конструкции, образованной стенкой кожуха, входным патрубком, обечайкой и стенкой коробки. Боковины соединяются между собой секциями обечайки спирального кожуха. Такое решение статорной группы позволило увеличить ее жесткость при уменьшении массы, значительно облегчило монтаж машин и регулировку уплотнительных зазоров с двух сторон рабочего колеса.

С целью уменьшения межопорной длины вала ротора и повышения надежности регулирования корпуса направляющих аппаратов 5 совмещены с входными патрубками, в которых размещены радиальные листовые лопатки аппаратов.

Опоры наружных цапф лопаток выходят в полость, образованную стенкой кожуха и обечайкой патрубка, и крепятся в обечайке снаружи. Поворот лопаток осуществляется через кольцевой редуктор 6, охватывающий главный вал вентилятора. К оси каждой из лопаток присоединена коническая шестерня, входящая в зацепление с коническим венцом приводного блока редуктора; цилиндрический конец приводного блока зацепляется, в свою очередь, с цилиндрической шестерней, вращение на которую передается через подвесной валик, валик со звездочкой и цепную передачу от сервопривода типа РБ или МЭО, установленного в машинном зале у вентилятора.

Синхронность поворота лопаток левого и правого направляющих аппаратов достигается одновременностью включения двигателей обоих

сервоприводов. При регулировании лопатки поворачиваются на углы от $+90^\circ$ (сечение всасывающего отверстия полностью перекрыто) до 0° , т. е. угла, при котором полотна лопаток стоят строго по оси вала и воздушный поток не получает предварительной подкрутки.

Регулирование режима работы ВЦД-32М с помощью направляющих аппаратов производится на глубину по давлению, не превышающую 0,5. Более глубокое регулирование осуществляется изменением скорости вращения приводных двигателей.

Вентиляторы ВЦД-32М характеризуются значительной, превосходящей все ранее имевшиеся вентиляторы глубины зоны экономической работы, хорошей настройкой на потребный шахте вентиляционный режим, которая обеспечивается при минимальных затратах мощности. Это достигнуто за счет плавного изменения скорости вращения приводного двигателя, включенного в систему вентиляльно-машинного каскада [19, 21].

Регулирование скорости осуществляется в пределах от 300 до 595 об/мин по принципу создания противо-э. д. с. в роторной цепи приводного двигателя с рекуперацией энергии скольжения в сеть.

Запуск вентилятора в работу производится путем разгона электродвигателя с помощью обычных роторных пусковых сопротивлений. После выхода двигателя на номинальную частоту вращения его ротор отсоединяется от сопротивлений и переключается на кремниевый выпрямитель, соединенный с машинами постоянного тока трехмашинного преобразователя.

При работе в «зарегулированных» режимах с частотой вращения, меньшей номинальной, энергия скольжения ротора питает двигатели постоянного тока, которые вращают синхронный генератор преобразователя, возвращающий энергию скольжения в сеть.

Именно за счет рекуперации энергии скольжения и достигается высокая экономичность регулирования.

Включение и выключение вентиляторов, переход с рабочего вентилятора на резервный, реверсирование воздушной струи и изменение режима работы по производительности и давлению производятся дистанционно с помощью специальных комплектов аппаратуры, выпускаемых для вентиляторов ВЦД-32М Харьковским электромеханическим заводом.

Вентиляторы ВЦД-32М и вспомогательное оборудование поставляются Донецким машиностроительным заводом им. Ленинского комсомола Украины (ныне их шифр ВЦД-31М).

Вентилятор центробежный ВЦД-40

Центробежный вентилятор двустороннего всасывания ВЦД-40 [73, 7, 41], разработанный Донгипроуглемашем по аэродинамической схеме Ц38-23 ИГМТК им. М. М. Федорова, пред-

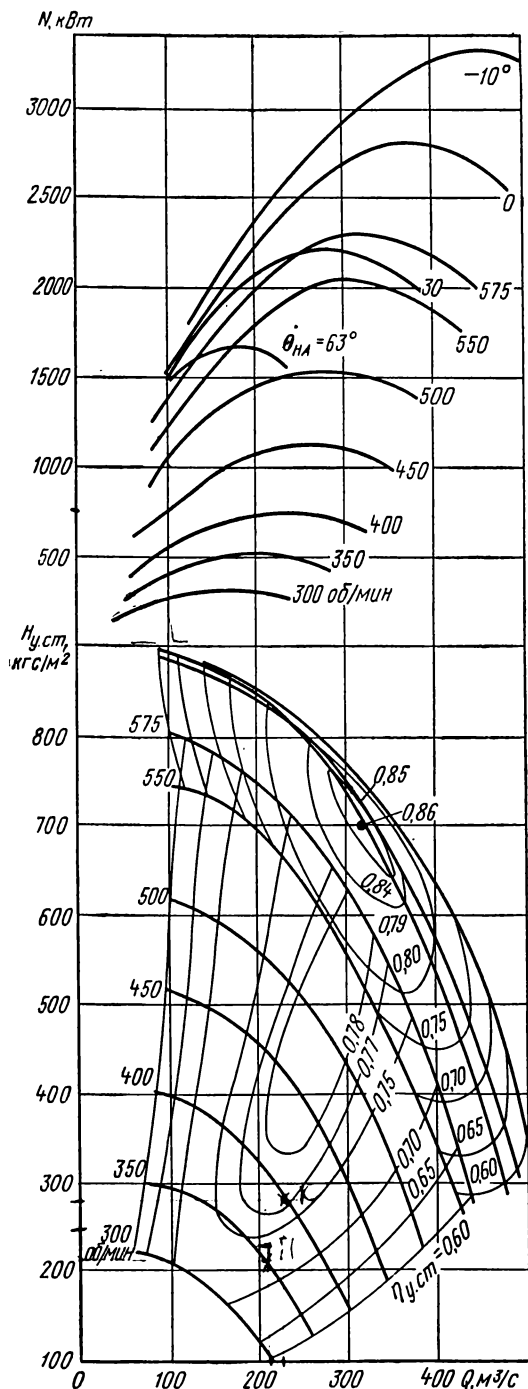


Рис. 1.43. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВЦД-40

назначен для проветривания крупных глубоких угольных и рудных шахт с расходом воздуха 90—505 м³/с и статическим давлением 120—880 кгс/м² (рис. 1.43).

Вентиляторы ВЦД-40 могут также применяться в системах вентиляции предприятий металлургической, химической и других отраслей народного хозяйства.

В верхней части зоны экономичной работы вентилятор регулируется с помощью осевых направляющих аппаратов, в нижней — изменением скорости вращения.

Техническая характеристика вентиляторной установки

Диаметр рабочего колеса, мм	4000
Частота вращения вала, об/мин	590—300
Статический к. п. д.:	
максимальный	0,85
средневзвешенный в области промышленного использования	0,78
Оптимальный режим:	
производительность, м³/с	320
статическое давление, кгс/м²	700
Производительность в области промышленного использования, м³/с	60—505
Статическое давление в области промышленного использования, кгс/м²	100—890
Мощность в области промышленного использования, кВт	200—3300
Маховый момент ротора, кгс·м²	92 000
Масса вентилятора, кг	51 000

Шахтная вентиляторная установка ВЦД-40 (рис. 1.44) состоит из рабочего 1 и резервного 2 вентиляторов с приводными электродвигателями, пускорегулирующей аппаратуры и устройств для переключения и реверсирования воздушной струи (вспомогательного оборудования). Установка выполнена в двух вариантах. В одном из них воздушная струя реверсируется и переключается с помощью ляд, приводимых в действие от канатов лебедками ЛГРУ-10. Подводящие и обводные каналы объединены в единый блок, а бетонные диффузоры наклонены под углом к вертикали, что позволило сократить площадь, занимаемую вентиляторной установкой.

При работе на всасывание льда переключения 5 работающего вентилятора находится в верхнем положении, а аналогичная лядя 6 резервного вентилятора опущена, перекрывая обводный канал. Ляды 3 и 4 диффузоров обоих вентиляторов находятся в крайнем нижнем положении, лядя всасывающей будки и лядя 7 обводного канала перекрывают проемы, связывающие всасывающую сторону вентилятора с атмосферой, а нагнетательную — со стволом шахты. При реверсировании воздуш-

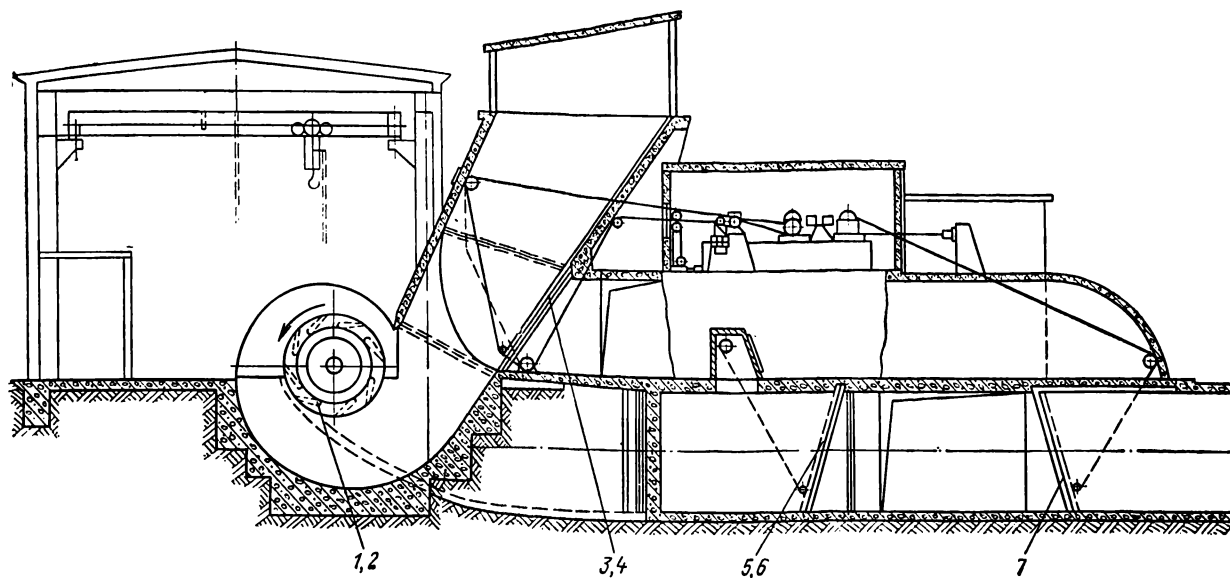


Рис. 1.44. Вентиляторная установка ВЦД-40

ной струи, когда воздух нагнетается в шахту, ляды переключения обоих вентиляторов находятся в таком же положении, как и при нормальной работе, лядя 3 диффузора работающего вентилятора переводится в верхнее положение, перекрывая выхлопное отверстие диффузора, лядя всасывающей будки поднимается, а лядя 7 обводного канала опускается. Воздух при этом засасывается из атмосферы через всасывающую будку и, пройдя через вентилятор, подается через проем ляды диффузора в обводной канал, затем через проем ляды обводного канала — в воздухоподводящий канал и в шахту.

Второй из предусмотренных в проекте вариантов вентиляторной установки ВЦД-40 (рис. 1.45) имеет ту особенность, что все переключающие устройства омываются с обеих сторон теплым шахтным воздухом, а резервный вентилятор отделен от атмосферного воздуха тепловой завесой, образуемой выходящим из диффузора воздушным потоком, что предотвращает обмерзание элементов установки.

Как показывает практика, такое исполнение более рационально не только для северных и восточных районов страны, но и для шахт и рудников Украины.

Все каналы расположены в одной плоскости и имеют общие стенки, диффузоры наклонены друг к другу и объединены конфузорным патрубком. Ляды имеют вертикальные оси, поворачивающиеся в роликоподшипниках, установленных на опорах жесткой рамы. Поворот ляд производится с помощью редуктора,

снабженного взрывобезопасным электродвигателем и встроенного в тело ляды. Выходные шестерни редуктора обкатываются по цевочным секторам, расположенным в каналах. При работе на всасывание ляды 9 всасывающих каналов и ляды 7 нагнетательного канала работающего вентилятора находятся заподлицо со стенками каналов, перекрывая в них проемы; ляды 4 всасывающих каналов резервного вентилятора повернуты в положение, при котором они полностью перекрывают сечение, отсоединяя резервный вентилятор от шахты.

При реверсировании воздушной струи (работе на нагнетание) ляды 9 всасывающих каналов поворачиваются, открывая проемы в стенках каналов, а ляды 7 нагнетательного канала перекрывают сечение выхлопного канала таким образом, что плоскости ляд образуют обводной канал, через который воздух поступает от вентилятора в шахту. Засасывается атмосферный воздух при таком режиме протравливания через диффузор 6 и патрубок 5, соединяющий диффузор с помещением, в которое выходят проемы всасывающих каналов, а затем через эти проемы в каналы и к вентилятору.

К основным особенностям конструкции вентилятора ВЦД-40 (рис. 1.46) [75] относятся наличие единой статорной группы 4, не имеющих вертикальных разъемов, и размещение осевых направляющих аппаратов 7 во входных патрубках 3. Статорная часть включает в себя спиральный кожух 6 и входные коробки 1.

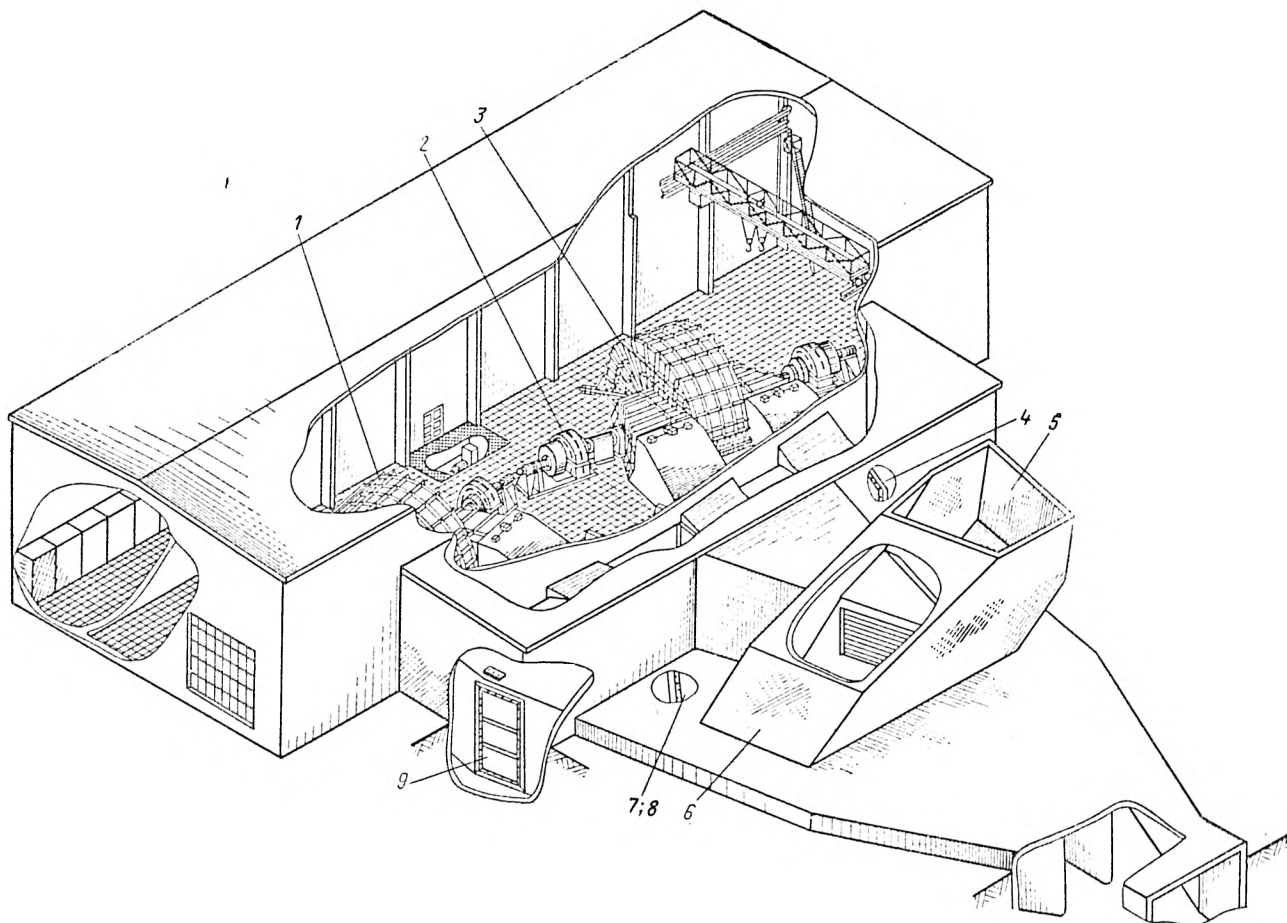


Рис. 1.45. Необмерзающая вентиляторная установка ВЦД-40:

1, 3 — вентиляторы; 2 — электродвигатель; 4 — ляда всасывающего канала; 5 — выходной патрубок; 6 — диффузор; 7, 8 — ляды нагнетательного канала; 9 — ляда всасывающего канала

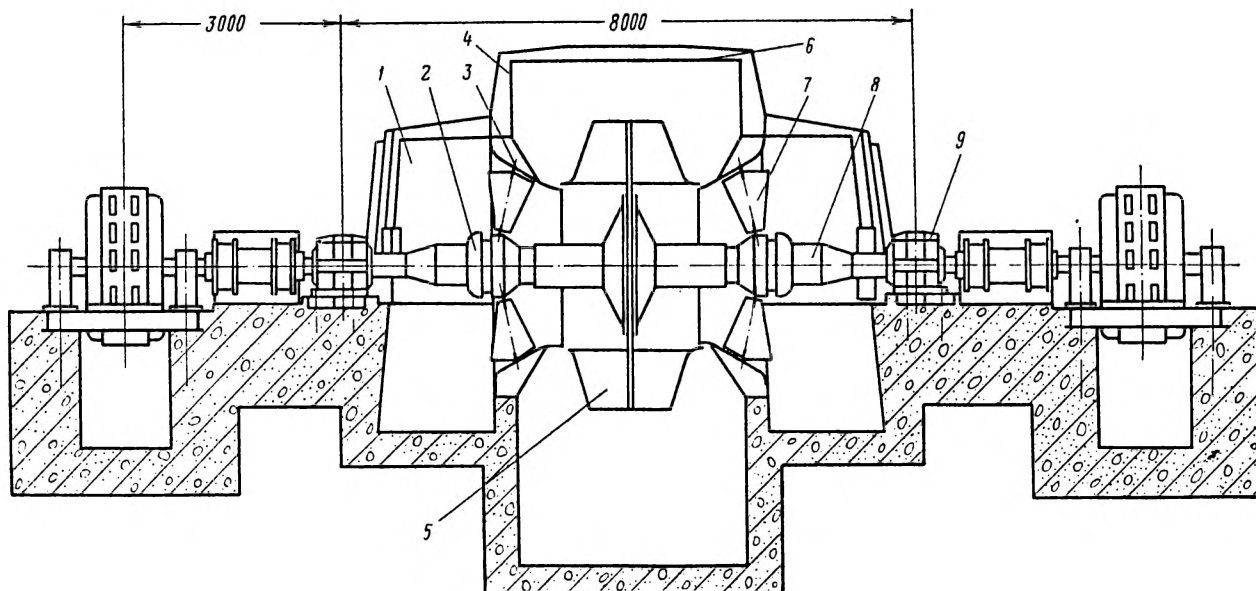


Рис. 1.46. Вентилятор ВЦД-40

и состоит из двух жестких боковин и обечайки. Для удобства монтажа статор имеет разъем по оси вала.

Ротор 8 вращается в двух подшипниковых узлах 9 со сферическими роликоподшипниками. Смазка подшипников — принудительная от специальной маслостанции. На случай отказа маслостанции в корпусах предусмотрены масляные ванны.

Рабочее колесо 5 вентилятора состоит из коренного несущего и двух сварнолитых покрывных дисков, между которыми вварены профильные лопатки крылообразной формы. Лопатки пустотелые, жесткость их обечайки достигается за счет монолитной хвостовой части и лонжеронов ферменной конструкции.

На главный вал насажена на прессовой посадке пустотелая ступица, к ободу которой с помощью болтов крепится коренной диск рабочего колеса, что упрощает монтаж и демонтаж ротора.

Режим работы вентилятора при изменении вентиляционных параметров по давлению в 1,8—2 раза регулируется осевыми направляющими аппаратами, лопатки которых устанавливаются на необходимый угол дистанционно от сервомотора через приводной валик и кольцевой редуктор 2. Угол установки лопаток направляющего аппарата изменяется от 90° (сечение всаса полностью перекрыто) до 0° . При промежуточных углах от 0 до 90° воздух, попадая на лопатки, отклоняется по направлению вращения рабочего колеса.

Вентиляторы ВЦД-40 снабжены регулируемым по скорости вращения электроприводом, позволяющим работать с высокой экономичностью как на расчетных режимах, так и при вентиляционных параметрах, значительно отличающихся от оптимального [20].

Регулируемый электропривод выполнен по схеме машинно-вентильного асинхронного каскада. В вентиляторной установке на два вентилятора имеется один комплект системы регулирования, который в отличие от остального оборудования установки не резервируется, так как его отказ не вызывает аварийного прекращения проветривания. При каком-либо нарушении в системе регулирования двигателя автоматически переходят на номинальную скорость вращения, а необходимый режим проветривания устанавливается с помощью направляющих аппаратов.

Привод вентилятора осуществляется от двух двигателей через зубчатые муфты, насаженные на оба конца главного вала.

Включение и выключение вентиляторов, переход с рабочего вентилятора на резервный,

реверсирование воздушной струи и регулирование как с помощью осевых направляющих аппаратов, так и изменением скорости вращения приводных электродвигателей производится дистанционно специальными комплектами аппаратуры, выпускаемыми для вентиляторов ВЦД-40 Харьковским электромеханическим заводом.

Вентилятор центробежный ВЦД-47

Центробежный вентилятор двустороннего всасывания ВЦД-47 «Север» [43, 75], разработанный Донгипроуглемашем по аэродинамической схеме Ц40-24 ИГМТК им. М. М. Федорова [9], по своим параметрам превосходит все отечественные и известные зарубежные воздуходувные машины. Этот вентилятор создавался специально для проветривания глубоких полиметаллических рудников Крайнего Севера СССР. Вентилятор ВЦД-47 «Север» может применяться для проветривания самых крупных глубоких угольных шахт, а также на предприятиях металлургической, химической и других отраслей народного хозяйства с расходом воздуха до $700 \text{ м}^3/\text{с}$ при статическом давлении до $900 \text{ кгс}/\text{м}^2$ (рис. 1.47).

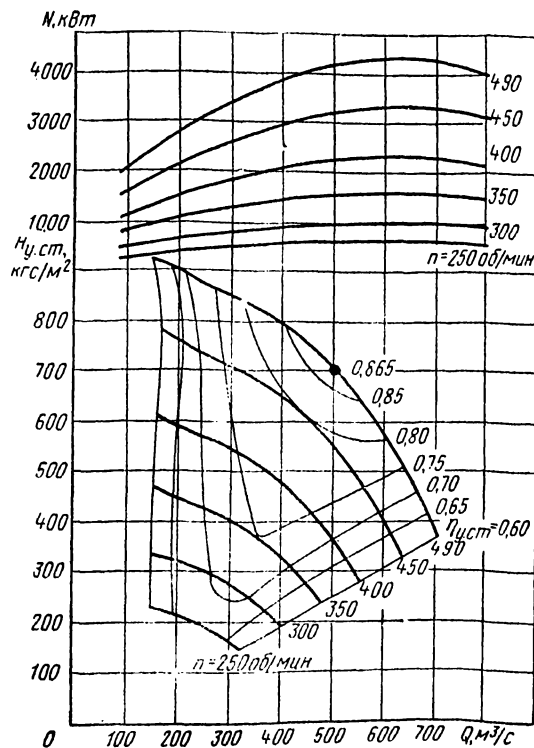


Рис. 1.47. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВЦД-47

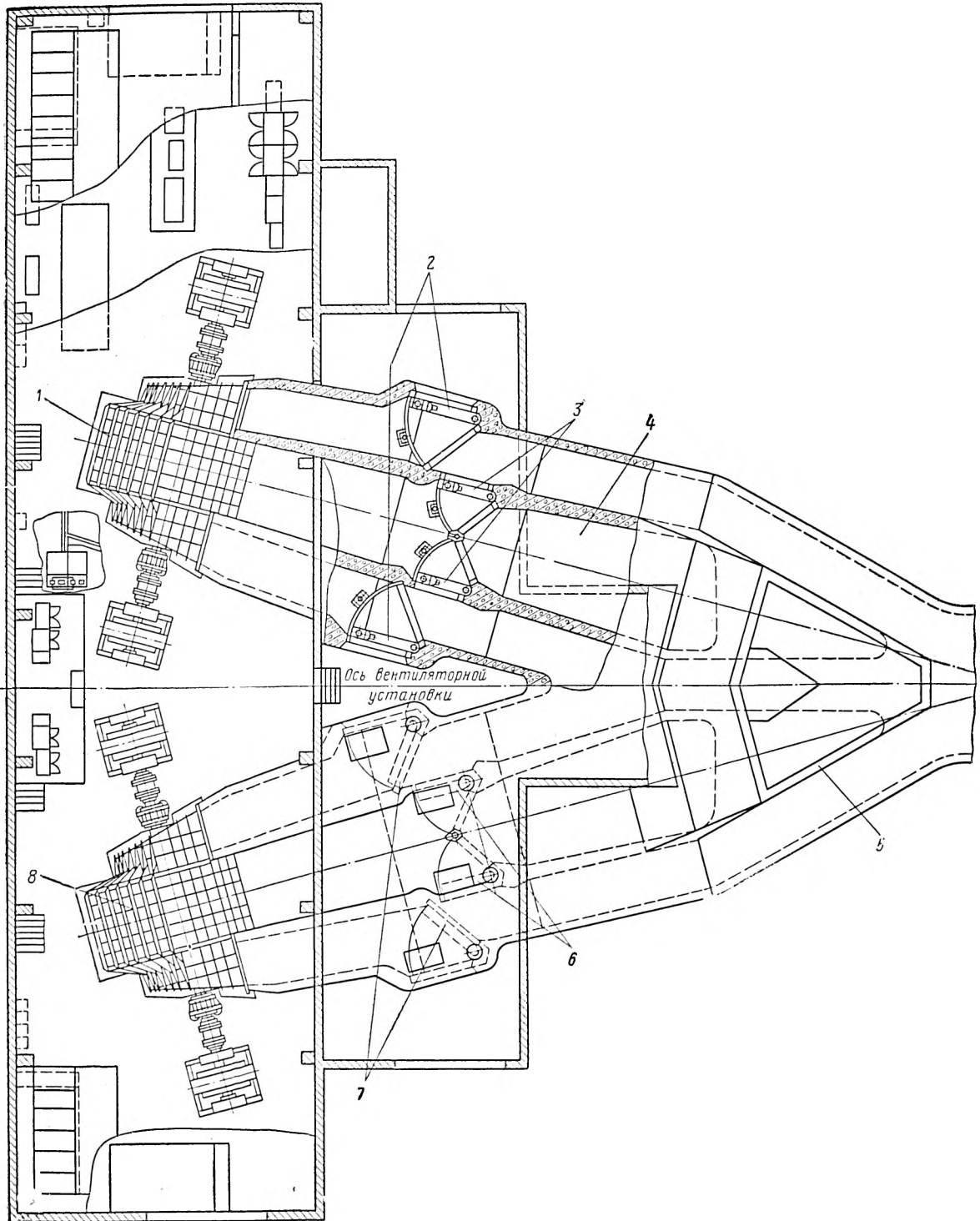


Рис. 1.48. Вентиляторная установка с вентиляторами ВЦД-47 «Север»

1 — вентилятор; 2 — лядя всасывающего канала; 3 — лядя нагнетательного канала; 4 — диффузор; 5 — патрубок; 6 — лядя нагнетательного канала резервного вентилятора; 7 — лядя всасывающего канала резервного вентилятора; 8 — резервный вентилятор

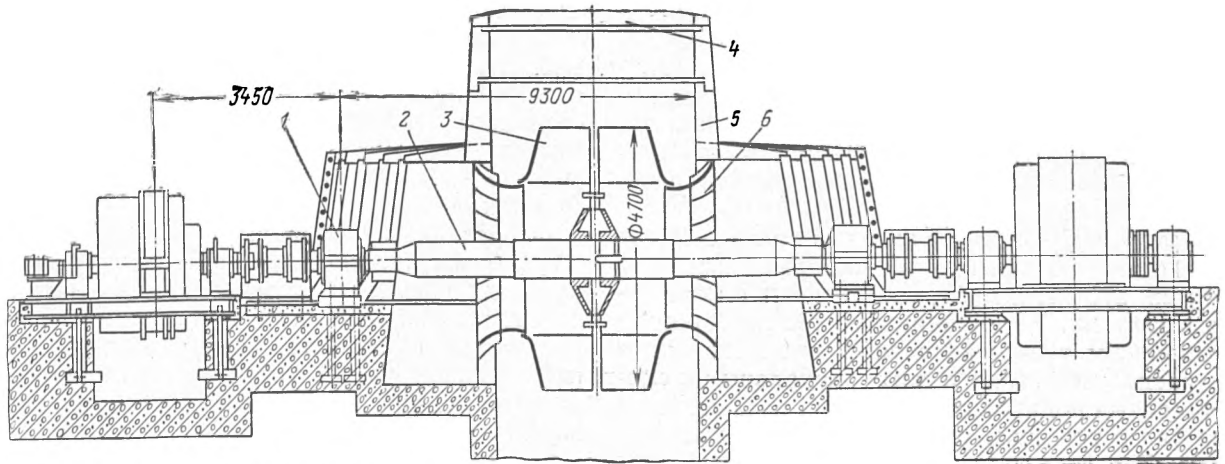


Рис. 1.49. Вентилятор ВЦД-47 «Север»

Техническая характеристика вентиляторной установки

Диаметр рабочего колеса, мм	4700
Частота вращения вала, об/мин	490—250
Статический к. п. д.:	
максимальный	0,84
среднезвешенный в нормальной области работы	0,78
Оптимальный режим:	
производительность, м ³ /с	500
статическое давление, кгс/м ²	700
Производительность в области промышленного использования, м ³ /с	160—690
Статическое давление в области промышленного использования, кгс/м ²	140—920
Мощность в области промышленного использования, кВт	350—4300
Маховый момент ротора, кгс·м ²	202 000
Масса вентилятора, кг	75 000

Вентиляторная установка с вентиляторами ВЦД-47 «Север» (рис. 1.48) спроектирована таким образом, что опрокидывание воздушной струи (реверсирование) обеспечивается без обводных каналов за счет специальной схемы реверсивных устройств. При этом все переключающие устройства омываются с обеих сторон шахтным воздухом, а резервный вентилятор защищен от проникновения атмосферного воздуха тепловой завесой, образуемой выходящим из диффузора воздушным потоком от работающего вентилятора, что предотвращает обмерзание у элементов установки.

Нагнетательный и всасывающие каналы расположены в одной плоскости и имеют общие стенки. Диффузоры обоих вентиляторов установки на выходе объединены конфузорным патрубком. Ляды имеют вертикальные оси, поворачивающиеся в роликоподшипниках. Под-

шипниковые узлы ляд опираются на стойку жесткой рамы, заделанной в бетон каналов. К раме крепятся цевочные сектора, по которым при повороте ляды обкатываются приводные шестерни редукторов привода ляд, расположенные вместе со своими двигателями в полости ляд.

Принцип работы установки следующий: при нормальной эксплуатации вентиляторов ляды всасывающих каналов 2 и ляды нагнетательного канала 3 работающего вентилятора 1 устанавливаются заподлицо со стенками каналов, при этом всасывающие каналы сообщаются с шахтой и отсоединены от атмосферы, а нагнетательный канал соединен с диффузором и не сообщается со всасывающими каналами; ляды 7 всасывающих каналов резервного вентилятора 8 повернуты в положение, при котором они полностью перекрывают сечение каналов, изолируя резервный вентилятор от шахты.

При работе установки на нагнетание (реверсировании вентиляционной струи) ляды 2 всасывающих каналов поворачиваются так, что открываются проемы, соединяющие каналы и вентилятор с атмосферой, а ляды 6 нагнетательного канала устанавливаются в положение, при котором они перекрывают сечение выходного канала; плоскости ляд при этом образуют обводной канал, через который воздух поступает от вентилятора в шахту. Засасывается атмосферный воздух при работе на нагнетание через диффузор 4 и патрубок 5, соединяющий диффузор с помещением, в которое выходят проемы ляд всасывающих каналов, а затем через эти проемы — в каналы и к вентилятору.

Вентилятор ВЦД-47 «Север» (рис. 1.49) состоит из статорной части 4, в которой имеются две жесткие боковины 5 со всасывающими

коробками и входными патрубками 6, обтянутые по периферии секциями обечайки спирального кожуха. Для удобства монтажа и транспортировки статорная часть имеет также горизонтальный разъем по оси вала. К входным коллекторам крепятся уплотнительные кольца, образующие зазор с цилиндрическими поверхностями конических покрывных дисков рабочего колеса.

Ротор ВЦД-47 имеет главный вал 2 с двумя приводными концами, на которые насажены втулки зубчатых муфт, соединенных с электродвигателями. Подшипниковые ооры 1 ротора выполнены в виде массивных литых корпусов с расположенными в них двухрядными сферическими роликоподшипниками, насаженными на вал с помощью разрезных конических втулок. Конструкция подшипниковых узлов разработана таким образом, что обеспечивается интенсивный отвод тепла от дорожек качения и корпуса подшипника, так как смазка, подаваемая от маслостанции в полость подшипника, проходит предварительно по кольцевому каналу, образованному крышкой и корпусом.

Посредине между опорами на вал напрессована пустотелая ступица, наружные поверхности которой выполнены коническими в виде обтекателей с целью улучшения условий поворота воздушного потока на входе в колесо. К ободу ступицы на болтах крепятся два колеса одностороннего всасывания, соединенные между собой по периферии болтами на дистанционных втулках. Такое конструктивное исполнение рабочего колеса 3 имеет целью обеспечение удобства транспортировки.

Колеса сварной конструкции. Каждое из них имеет шесть крылообразных трехслойных лопаток, заполненных вспененным пенопластом и приваренных к коренному и покрывному дискам. Покрывные диски усилены литыми лабиринтными кольцами. Вентилятор обеспечивает высокую экономичность работы в широком диапазоне вентиляционных режимов, отличающихся от оптимальных по давлению в четыре раза, что достигается применением системы регулирования скорости вращения электропривода вентилятора, выполненной по схеме комбинированного асинхронного вентиляно-машинного каскада.

Комбинированный вентиляно-машинный каскад отличается от системы привода вентиляторов ВЦД-40 тем, что один из приводных двигателей, подсоединенных к концам вала ротора, — асинхронный, другой — машина постоянного тока. Инвертор состоит из синхронного двигателя и машины постоянного тока. Энергия скольжения ротора асинхронного дви-

гателя через кремниевые неуправляемые выпрямители передается двигателю постоянного тока инвертора, который вращает синхронную машину, рекуперирующую энергию в сеть, а также подается на хвостовой двигатель постоянного тока вала вентилятора. Такое использование энергии скольжения позволяет значительно повысить экономичность регулирования.

Направляющие аппараты в вентиляторе ВЦД-47 отсутствуют, однако для облегчения пуска двигателей и отсоединения вентилятора от вентиляционной сети при переключениях реверсивных устройств, во входных коробках (их бетонной части) установлены лопаточные дросселирующие устройства для сброса мощности.

Система управления и автоматизации вентиляторной установки обеспечивает контроль за работой всех узлов вентилятора и реверсивных устройств, а также дистанционное управление всеми операциями по переключению и реверсированию воздушной струи.

Вентиляторы ВЦД-47 и вспомогательное оборудование поставляются Донецким машиностроительным заводом им. Ленинского комсомола Украины.

§ 3. Главные и вспомогательные осевые вентиляторы

Вентилятор осевой ВОД-11

Осевой двухступенчатый вентилятор ВОД-11 [2, 65, 75], разработанный Артемовским машиностроительным заводом по аэродинамической схеме К-84 ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского, предназначен для главного проветривания шахт и рудников малой производственной мощности. Он также используется в качестве вспомогательного вентилятора для проветривания стволов и околоствольных выработок при их сооружении, в калориферных установках, на складах взрывчатых веществ и т. п. Вентилятор ВОД-11 применяется при потребном расходе воздуха 7—33 м³/с и депрессии 115—390 кгс/м² (рис. 1.50).

Вентилятор ВОД-11 выполнен неререверсивным, т. е. без применения обводного канала и ляд он не обеспечивает требуемую Правилами безопасности производительность при реверсе 60% от нормальной.

Техническая характеристика вентиляторной установки

Диаметр рабочего колеса, мм	1100
Частота вращения вала, об/мин	1500
Максимальный статический к. п. д.	0,81

Средневзвешенный статический к. п. д. в нормальной области работы	0,77
Оптимальный режим:	
производительность, м ³ /с	19
статическое давление, кгс/м ²	330
Производительность в области промышленного использования, м ³ /с	7—33
Статическое давление в области промышленного использования, кгс/м ²	115—390
Потребляемая мощность в области промышленного использования, кВт	22—118
Маховый момент ротора вентилятора, кгс·м ²	110
Масса, кг:	
вентилятора	4200
установки из двух вентиляторов (без электрооборудования)	15 200

Шахтная вентиляторная установка (рис. 1.51) состоит из двух вентиляторов 6 типа ВОД-11 (рабочего и резервного), входной 5 и выходной 8 реверсивных коробок, каждая из которых имеет правое и левое исполнение, патрубков 7, здания 2, подводящего канала 3, выходных шахт 9, унифицированных комплектов аппаратуры автоматизации 1.

В здании располагаются приводные электродвигатели 4 вентиляторов, входные реверсивные коробки и унифицированные комплекты аппаратуры автоматизации. Через здание проходит железобетонный подводящий канал сечением 1400 × 830 мм, связывающий вентиляторную установку со стволом шахты. Рабочий и резервный вентиляторы соединяются с подводящим каналом через входные реверсивные коробки, оборудованные переключающей дверью с вертикальной осью вращения и приводом типа РБ. Выходные реверсивные коробки расположены между диффузорами вентиляторов и выходными шахтами.

При работе вентилятора в режиме всасывания путь движения воздуха следующий: подводящий канал — входная реверсивная коробка — вентилятор — выходная реверсивная коробка — выходная шахта. При работе вентилятора в режиме нагнетания свежий воздух поступает через открытое отверстие бокового отростка входной реверсивной коробки к вентилятору, далее через выходную реверсивную коробку в патрубок и из него через реверсивную коробку в подводящий канал.

Переключение вентиляторной установки с режима всасывания на режим нагнетания осуществляется поворотом вертикальных переключающих дверей во входной и выходной реверсивных коробках.

Вентилятор ВОД-11 (рис. 1.52) состоит из рамы 1, приводного электродвигателя 2, соединительной муфты 3, входной коробки 4, кол-

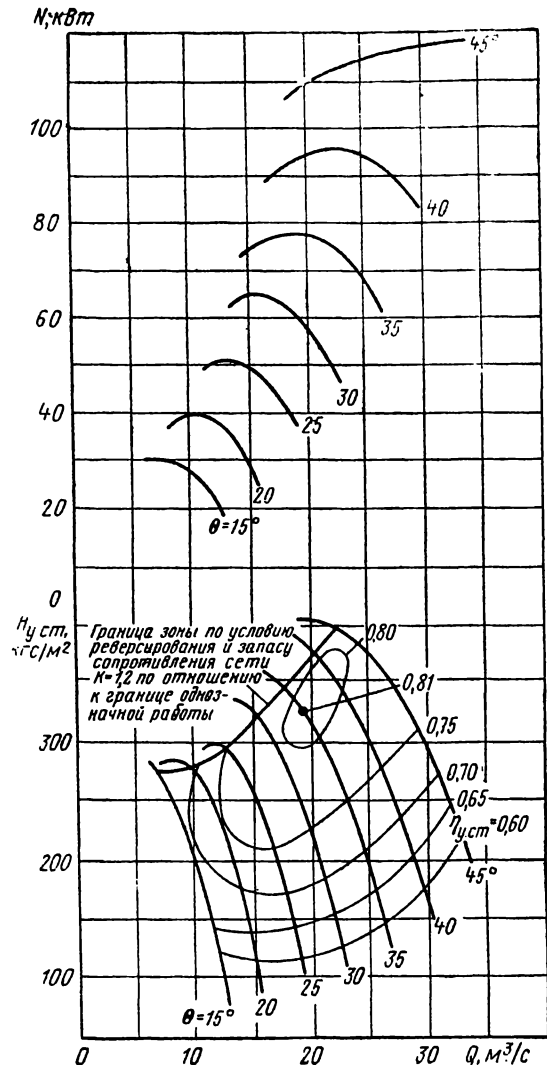


Рис. 1.50. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВОД-11

лектора с коком 5, кожуха 6, ротора 7, диффузора 8.

Рама крепится к фундаменту. На ней установлен кожух вентилятора и приводной электродвигатель. Последний посредством упругой муфты, снабженной резиновыми пальцами, соединяется с валом ротора. Воздух поступает к вентилятору через входную коробку и коллектор. Во входной коробке осуществляется поворот воздушного потока на 90°. В диффузоре происходит частичное преобразование динамического давления в статическое.

Ротор вентилятора (рис. 1.53) представляет собой вал 1 с насаженными на него двумя рабочими колесами 9 и подшипниковыми узлами.

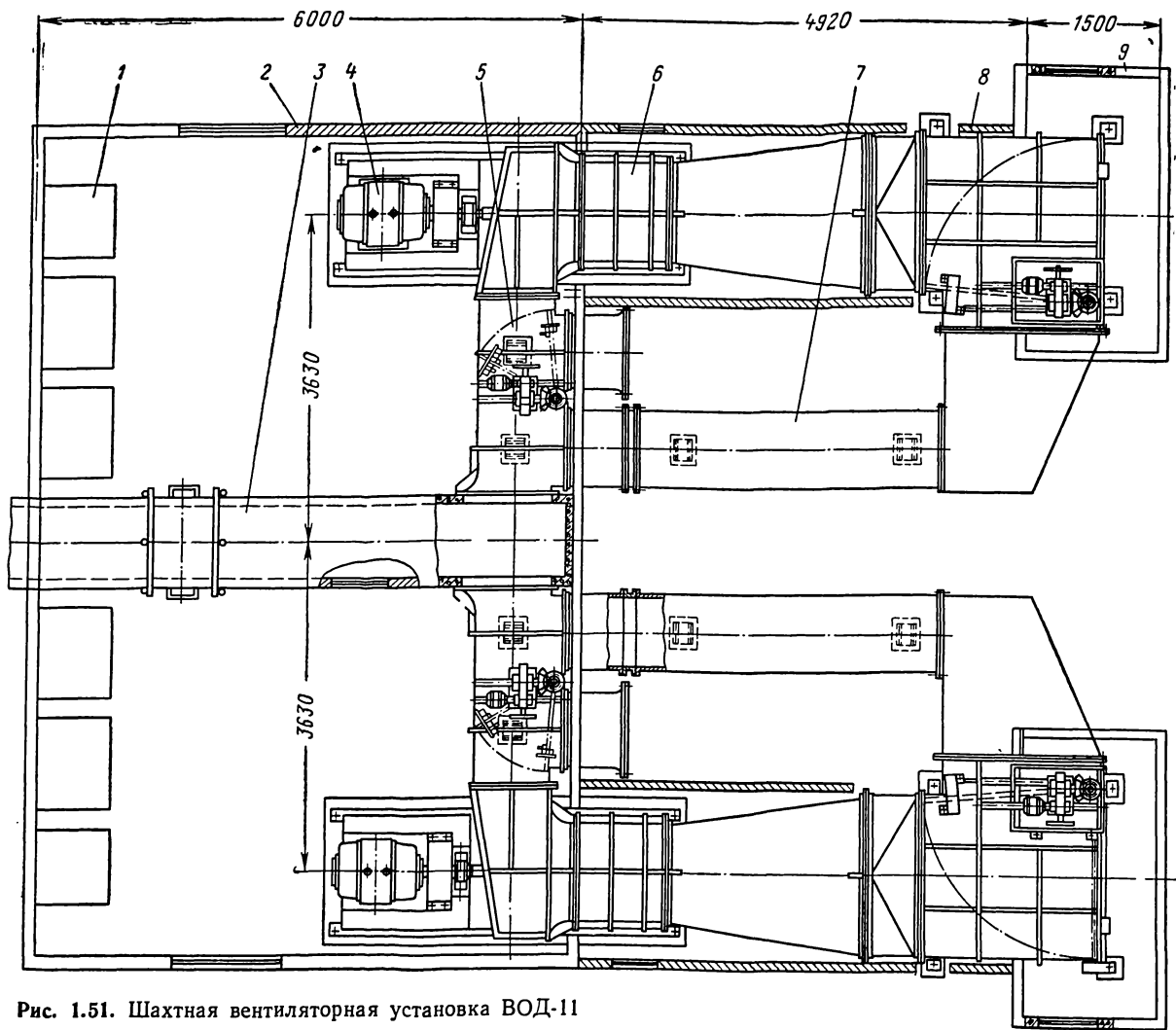


Рис. 1.51. Шахтная вентиляторная установка ВОД-11

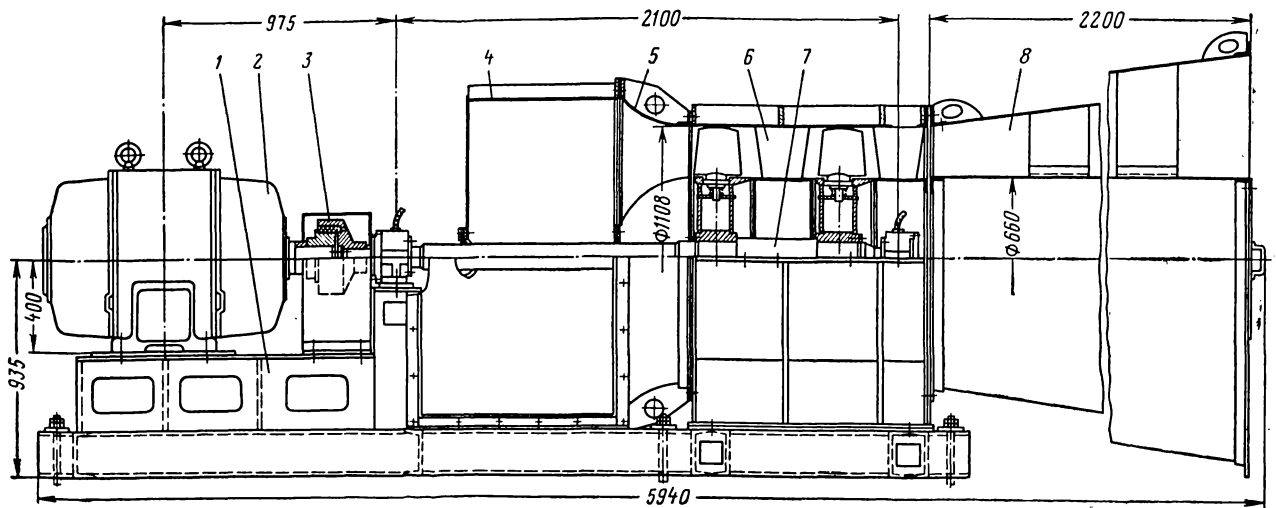


Рис. 1.52. Вентилятор ВОД-11

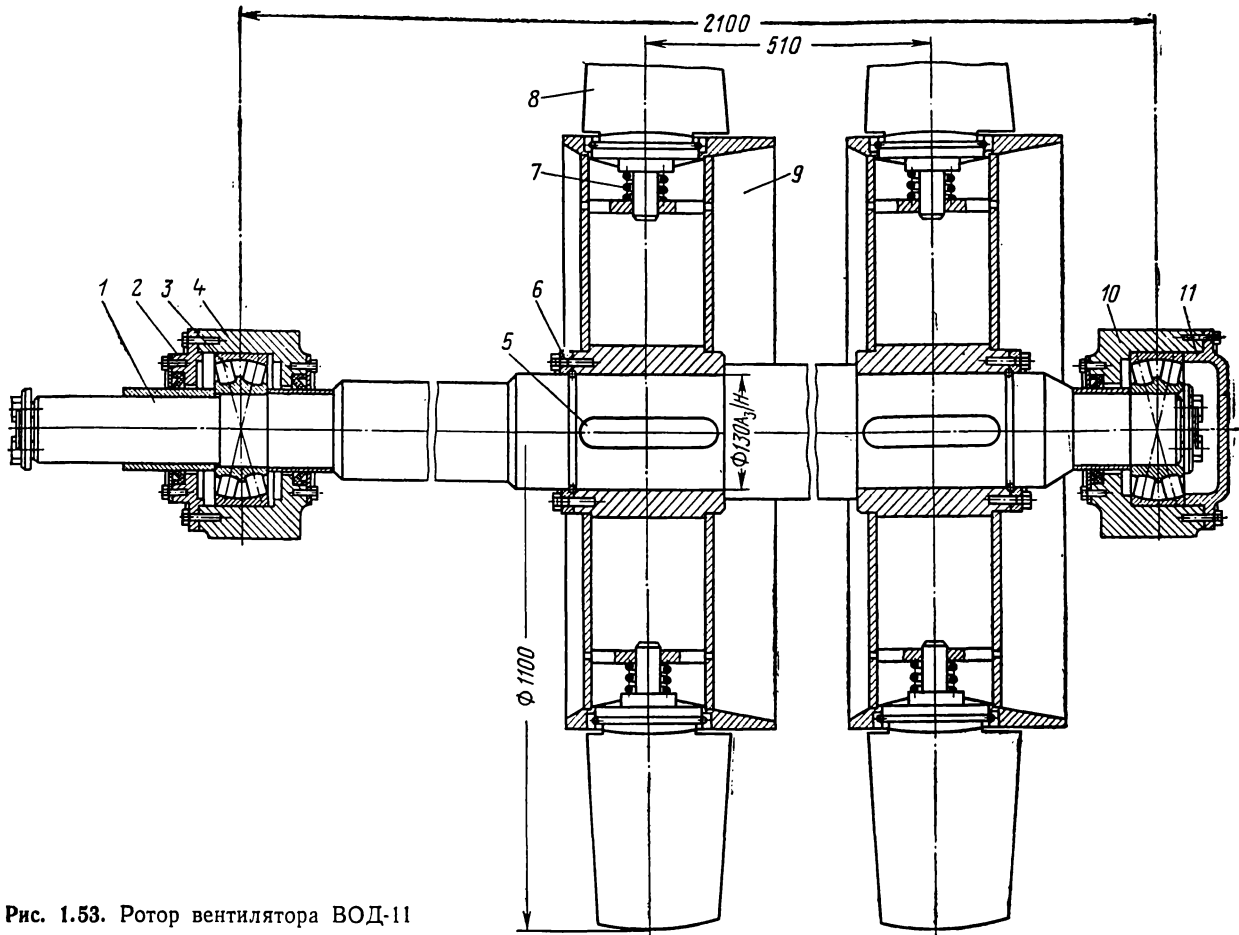


Рис. 1.53. Ротор вентилятора ВОД-11

Колеса фиксируются на валу шпонками 5 и торцовыми шайбами 6. Рабочее колесо состоит из сварной втулки диаметром 660 мм, внутренняя полость которой герметизирована от проникновения пыли и влаги, и 12 лопаток 8. Лопатки литые профилированные крученые. К втулке они крепятся пружинными кольцами и прижимаются пружинами 7. Уставка лопаток допускается в пределах углов 15—45°, что обеспечивает регулирование производительности и давления. Поворот лопаток производится через люки кожуха при остановленном вентиляторе.

Опорами вала ротора служат сферические роликоподшипники 3, установленные в корпусах радиального 4 и радиально-упорного 10 подшипников, закрываемых крышками 2 и 11 соответственно. Смазка подшипников консистентная тугоплавкая, пополняется через выносные масленки. Температура подшипников контролируется термометрами сопротивления, подключаемыми к аппарату АКТТ-1, который подает звуковой и световой сигналы при перегреве подшипника.

Вентилятор ВОД-11 приводится во вращение асинхронным электродвигателем А-101-4 (125 кВт, 1460 об/мин, 220/380 В), входящим в комплект поставки.

Вентилятор комплектуется унифицированным комплектом аппаратуры автоматизации УК АВ-2, обеспечивающим дистанционное управление всеми процессами пуска, остановки, переключения и реверсирования вентиляторов, а также контроль производительности и давления.

Вентиляторы ВОД-11 серийно изготавливаются Артемовским машиностроительным заводом.

Вентилятор осевой ВОД-16

Осевой реверсивный двухступенчатый вентилятор ВОД-16 [77, 75] со встречным вращением рабочих колес разработан Артемовским машиностроительным заводом по аэродинамической схеме М-1 ИГМТК им. М. М. Федорова и филиала ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского. Вентилятор предназначен для главного проветривания угольных и рудных шахт и других объ-

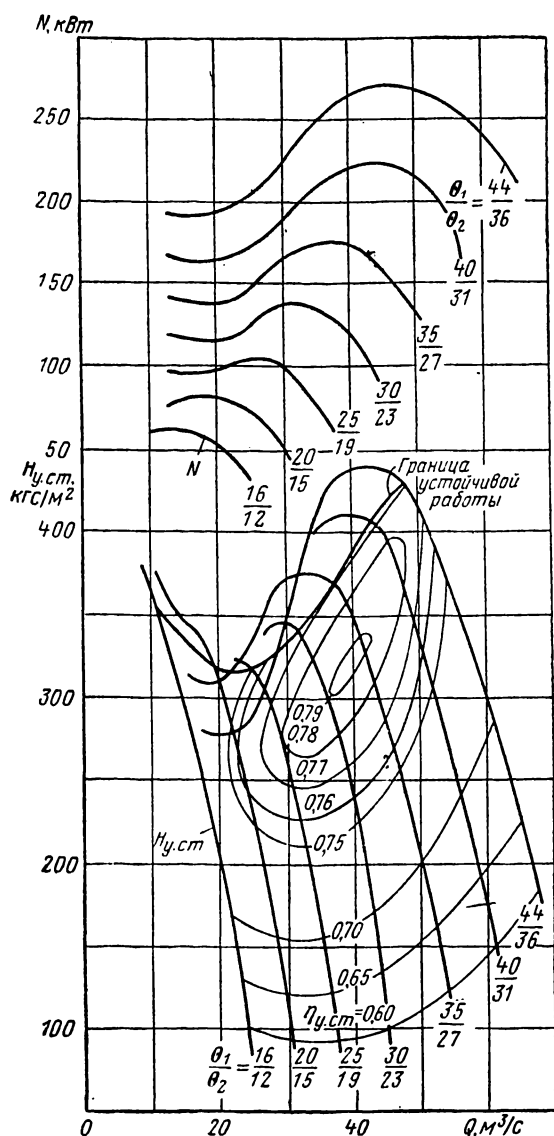


Рис. 1.54. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВОД-16

ектов с пстрбным расходом воздуха 12—67 m^3/s и статическим давлением 90—430 kgf/m^2 (рис. 1.54). Аэродинамические характеристики вентилятора ВОД-16 показаны на рис. 1.54.

Преимущественное отличие вентилятора встречного вращения от двухступенчатых вентиляторов традиционных схем заключается в том, что реверсирование воздушного потока производится лишь за счет изменения направления вращения рабочих колес без применения обводных каналов с лядами или специальных поворотных направляющих и спрямляющих аппаратов. В реверсивном режиме при работе

на ту же сеть вентилятор обеспечивает производительность, равную 64—73% его производительности при прямой работе.

Техническая характеристика вентиляторной установки

Диаметр рабочего колеса, мм	1600
Частота вращения вала, об/мин	985
Статический к. п. д.:	
максимальный	0,79
средневзвешенный в нормальной области работы	0,77
Оптимальный режим:	
производительность, m^3/s	42
статическое давление, kgf/m^2	330
Производительность в области промышленного использования, m^3/s	12—67
Статическое давление в области промышленного использования, kgf/m^2	90—430
Потребляемая мощность в области промышленного использования, кВт	40—270
Маховый момент ротора вентилятора, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	420
Масса вентилятора без электродвигателей, кг	9920

Вентилятор ВОД-16 (рис. 1.55) состоит из рабочего колеса первой ступени 5, рабочего колеса второй ступени 6, корпуса 7 с коллектором и обтекателем, подшипников 8 со сферическими роликоподшипниками, упругих пальцевых муфт 9, трансмиссионных валов 10, диффузора 11, системы смазки 4, электромагнитных тормозов 3, электродвигателей 2 типа А-103-6М мощностью по 160 кВт при частоте вращения 985 об/мин.

Рабочие колеса, состоящие из сварных втулок и профильных лопаток, консольно посажены на валы, каждый из которых вращается в двух подшипниках. Колесо 5 имеет 12 лопаток, колесо 6 — 10 лопаток. Лопатки, как правило, выполнены из стали и имеют сварную конструкцию, но могут также изготавливаться из алюминиевых сплавов и стеклопластиковых материалов. У основания лопатка имеет фланец, которым она крепится в гнезде втулки с помощью пружинного стопорного кольца. Фланец прижимается к стопорному кольцу подпорной пружиной и благодаря силе трения при этом исключается самопроизвольный разворот лопатки.

Корпус вентилятора и размещенные в нем опорные конструкции, наружный и внутренний конусы диффузора сварены из листового стали и сортового проката. Верхняя половина корпуса соединена болтами с нижней половиной, болтовое соединение имеет также диффузор. На корпусе имеется люк, через который осуществляются осмотр лопаток и их поворот для регулирования вентилятора.

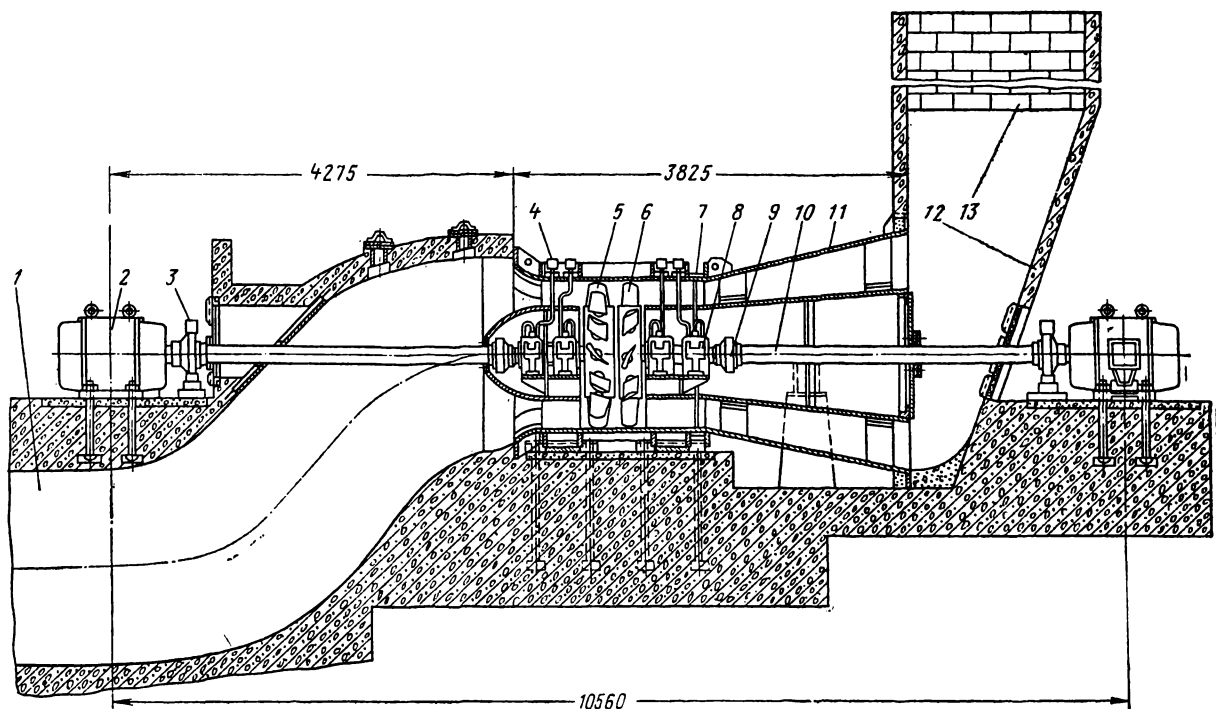


Рис. 1.55. Вентилятор ВВД-16

Подшипниковые узлы вентилятора смазываются консистентной смазкой с помощью колпачковых пресс-масленок, выведенных на верхнюю часть корпуса.

Подводящий канал 1, выходная коробка 12 и глушитель шума 13 являются элементами строительной части установки.

На рис. 1.55 изображен вентилятор, установленный для работы на всасывание. При работе на нагнетание входная сторона вентилятора сообщается с атмосферой или присоединяется к калориферу, а выходная коробка 12 подключается к вентиляционному каналу.

Шахтная установка главного проветривания состоит из двух одинаковых вентиляторов, установленных рядом и подключенных к главному вентиляционному каналу через разветвляющиеся подводящие каналы, на которых устанавливаются две ляды с лебедкой для отключения неработающего (резервного) вентилятора от вентиляционного канала.

Установка комплектуется пуско-регулирующей и контрольно-измерительной аппаратурой типа УК АВ-2 Харьковского электромеханического завода.

В машинном здании находятся электропривод первой ступени вентилятора, аппаратура управления и контроля. Сам вентилятор располагается вне здания и в зависимости от местных

условий может иметь лишь легкое укрытие или противошумную изоляцию. Электропривод второй ступени располагается в помещении облегченного типа.

Пуск вентилятора осуществляется включением сначала электродвигателя второй ступени, а после выхода его на номинальную скорость вращения производится включение электродвигателя первой ступени. Такой порядок пуска вентилятора обеспечивает наименьшую пиковую нагрузку в электросети.

При работе вентилятора на всасывание воздух из шахты поступает к нему по вентиляционному каналу и выбрасывается в атмосферу через диффузор и выходную коробку. Принцип работы самого вентилятора следующий. В рабочее колесо первой ступени поступает в осевом направлении воздушный поток, который, получив энергию, выходит из колеса закрученным в сторону его вращения. Колесо второй ступени, вращающееся противоположно первому колесу, раскручивает поток и сообщает ему дополнительную энергию. На режимах максимального к. п. д. суммарное давление вентилятора распределяется поровну между ступенями, и поток выходит из вентилятора в осевом направлении.

Регулирование вентилятора осуществляется поворотом лопаток рабочих колес вручную при

остановленном приводе. Наибольшая экономичность регулирования обеспечивается при соблюдении указанного на аэродинамических характеристиках сочетания углов поворота лопаток первой и второй ступеней. Эти сочетания углов указаны также в таблице, укрепленной на корпусе вентилятора около люка.

Регулирование можно производить вторым способом — поворотом лопаток только на первом колесе. При этом лопатки второго колеса следует устанавливать на постоянный угол, равный 27° . В этом случае рабочая область по давлению изменяется незначительно, а по производительности сокращается примерно в 1,4 раза.

При отключении одного из колес, когда оно свободно вращается вместе с электродвигателем, производительность вентилятора составляет 40—50% от нормальной.

Распределение мощности между ступенями примерно одинаковое при большинстве углов установки лопаток, кроме углов $40—44^\circ$, когда мощность (максимальная) на второй ступени выше, чем на первой, в 1,3 раза, поэтому при выборе электродвигателей вентилятора следует учитывать указанное распределение. Электродвигатели принимаются одинаковыми по большому значению рассчитанной мощности.

Реверсирование вентиляционной струи осуществляется изменением направления вращения обоих рабочих колес. В этом случае максимальная мощность любого из электродвигателей не превосходит ее при прямой работе.

Глушитель шума (например, шлакоблочный пластинчатого типа) устанавливается в выходной коробке на расстоянии 2,5 м от оси вентилятора.

Вентилятор ВОД-16 с комплектом вспомогательного механического оборудования изготовляется Артемовским машиностроительным заводом.

Вентиляторы осевые реверсивные ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50

Осевые реверсивные двухступенчатые вентиляторы ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 [62, 66, 67, 75], разработанные Донгипроуглемашем по аэродинамической схеме К-84 ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского и Донгипроуглемаша, предназначены для главного проветривания шахт и рудников малой и средней глубины, общешахтная депрессия которых не превышает 300 кгс/м^2 . Вентиляторы ВОД-21 применяются при потребном расходе воздуха до $100 \text{ м}^3/\text{с}$, ВОД-30 — до $200 \text{ м}^3/\text{с}$, ВОД-40 — до $350 \text{ м}^3/\text{с}$, ВОД-50 — до $600 \text{ м}^3/\text{с}$ (рис. 1.56—1.59). Они могут использоваться также в металлургической, химической и других отраслях народного хозяйства для перемещения воздуха и неагрессивных газов с температурой $5—30^\circ \text{C}$.

Вентиляторы выполнены реверсивными, т. е. обеспечивающими требуемую Правилами безопасности производительность при реверсе не менее 60% от нормальной производительности, без применения обводного канала и всасывающей будки. По специальному заказу вентиляторы могут выполняться и неререверсивными.

Вентиляторы применимы как для всасывающей, так и для нагнетательной вентиляции.

Шахтная вентиляторная установка (рис. 1.60) состоит из двух вентиляторов 5 типа ВОД (рабочего и резервного), двух приводных синхронных электродвигателей 4, двух систем

Техническая характеристика вентиляторных установок

	ВОД-21	ВОД-30	ВОД-40	ВОД-50
Диаметр рабочего колеса, мм	2100	3000	4000	5000
Частота вращения вала, об/мин	750	500	375	300
Статический к. п. д.:				
максимальный			0,8	
средневзвешенный в нормальной области работы			0,76	
Оптимальный режим:				
производительность, $\text{м}^3/\text{с}$	62	120	245	390
статическое давление, кгс/м^2	260	240	290	290
Производительность в области промышленного использования, $\text{м}^3/\text{с}$	25—115	50—224	84—415	140—640
Статическое давление в области промышленного использования, кгс/м^2	90—320	80—290	100—335	100—335
Потребляемая мощность в области промышленного использования, кВт	70—380	120—670	240—1310	400—2060
Маховый момент ротора вентилятора, $\text{кгс} \cdot \text{м}^2$	2300	12 800	43 000	131 000
Масса, кг:				
вентилятора	11 720	32 300	47 600	88 040
установки из двух вентиляторов (без электрооборудования)	33 900	79 850	122 800	191 320

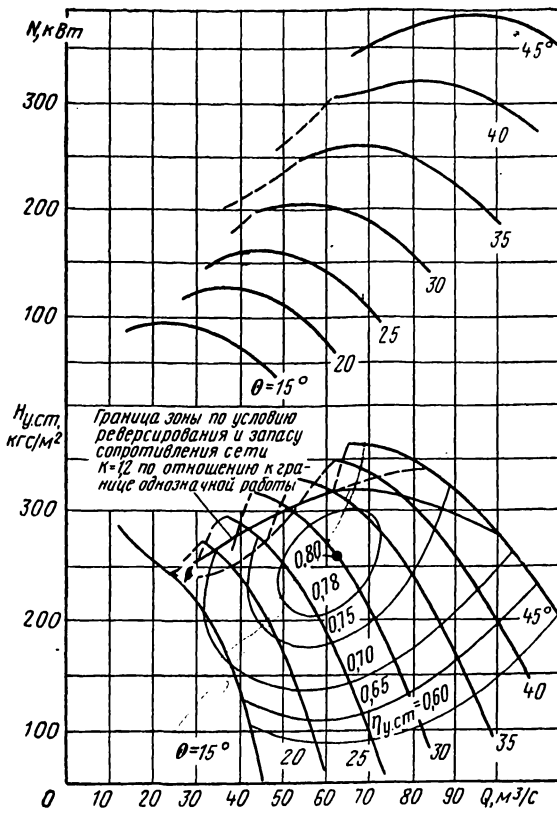


Рис. 1.56. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВОД-21

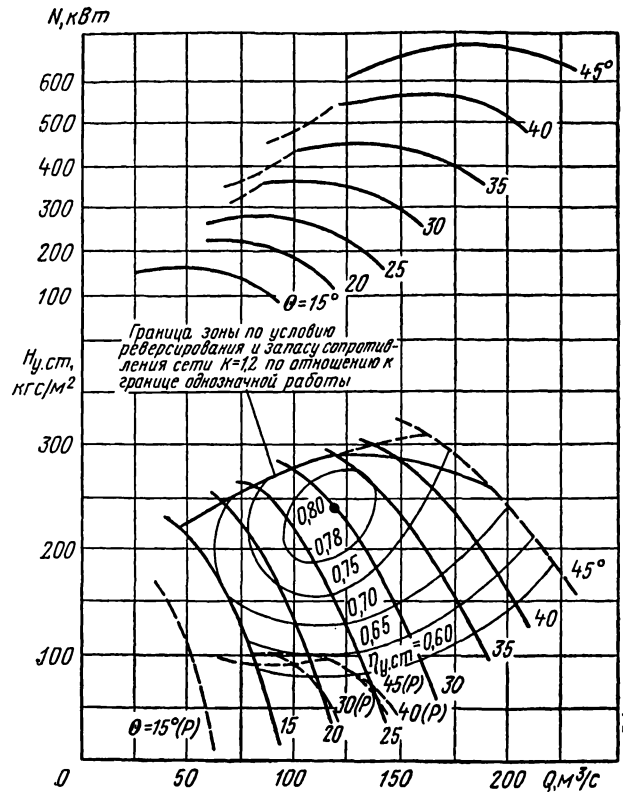


Рис. 1.57. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВОД-30

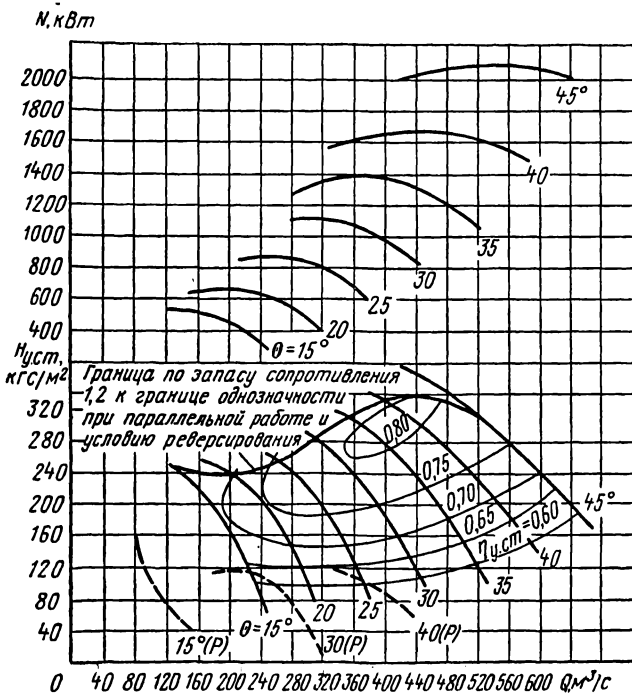


Рис. 1.58. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВОД-50

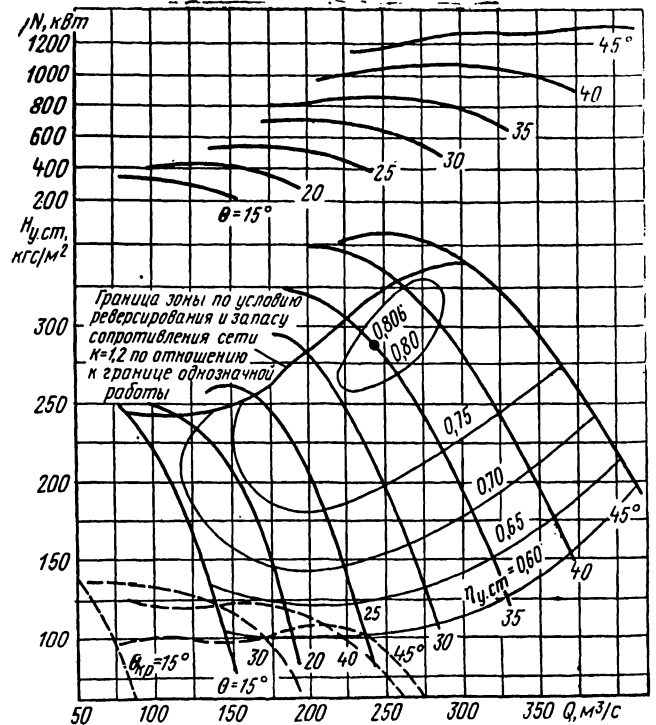


Рис. 1.59. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВОД-40

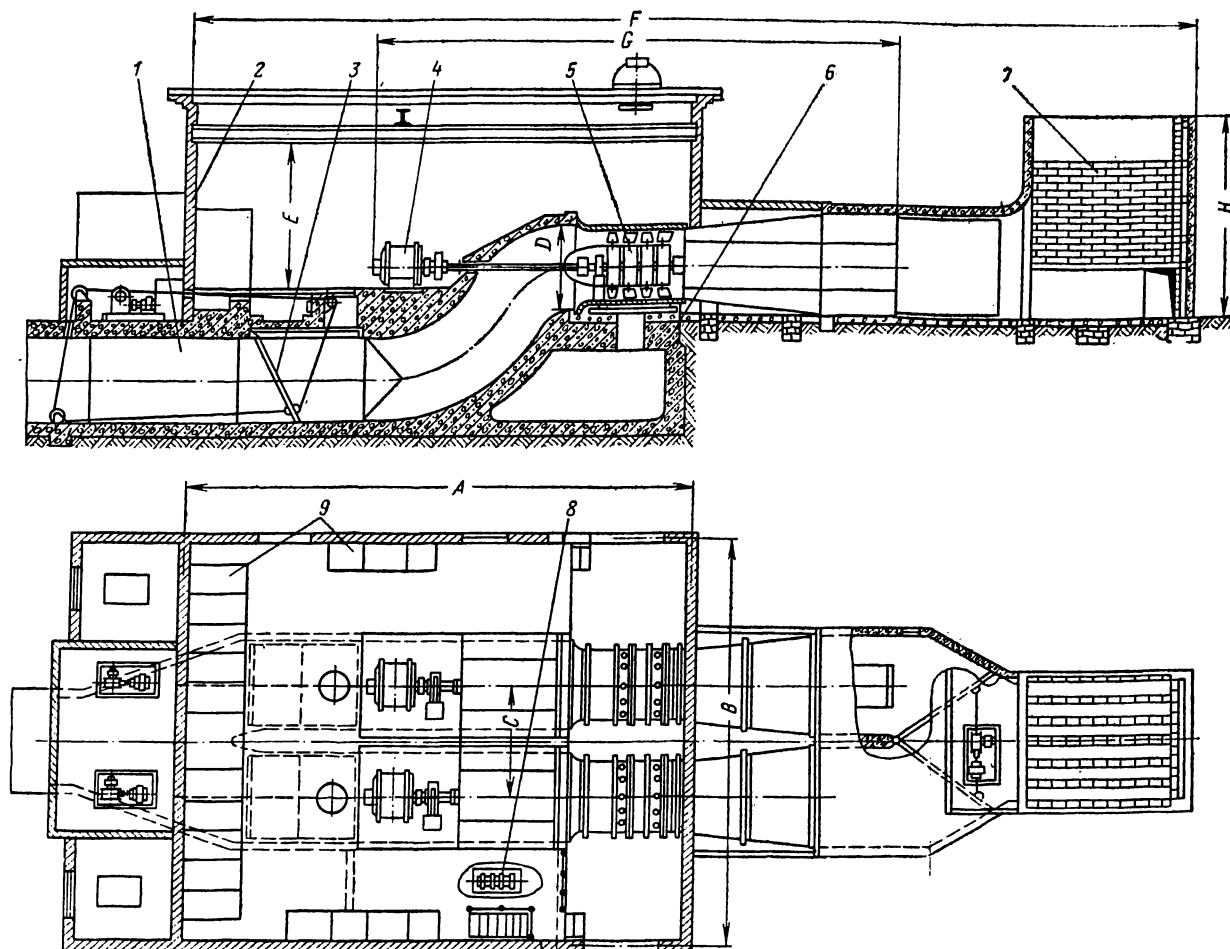


Рис. 1.60. Вентиляторная установка с вентиляторами типа ВОД

смазки 8, унифицированных комплектов аппаратуры автоматизации 9, вспомогательного оборудования 3 для переключения воздушной струи с рабочего на резервный вентилятор, здания 2, каналов 1, фундаментов 6 и глушителя шума 7.

Основные размеры вентиляторных установок типа ВОД даны в табл. 1.6.

В здании располагаются вентиляторы с их приводными электродвигателями, системы смазки и унифицированные комплекты аппаратуры автоматизации. С шахтным стволом вентиляторы соединяются подводщим железобетонным каналом прямоугольного сечения, который после раздвоения к рабочему и резервному вентиляторам переходит в плавные двойные

Таблица 1.6

Вентиляторы	Размер (см. рис. 1.60), мм							
	A	B	C	D	E	F	G	H
ВОД-21	15 000	12 000	3 300	2 600	4 500	29 000	14 420	9 000
ВОД-30	18 000	15 000	5 000	3 680	5 400	41 000	20 580	11 000
ВОД-40	21 000	18 000	6 000	4 800	6 800	51 000	28 100	9 500
ВОД-50	24 000	18 000	8 000	6 000	6 500	57 000	32 400	11 000

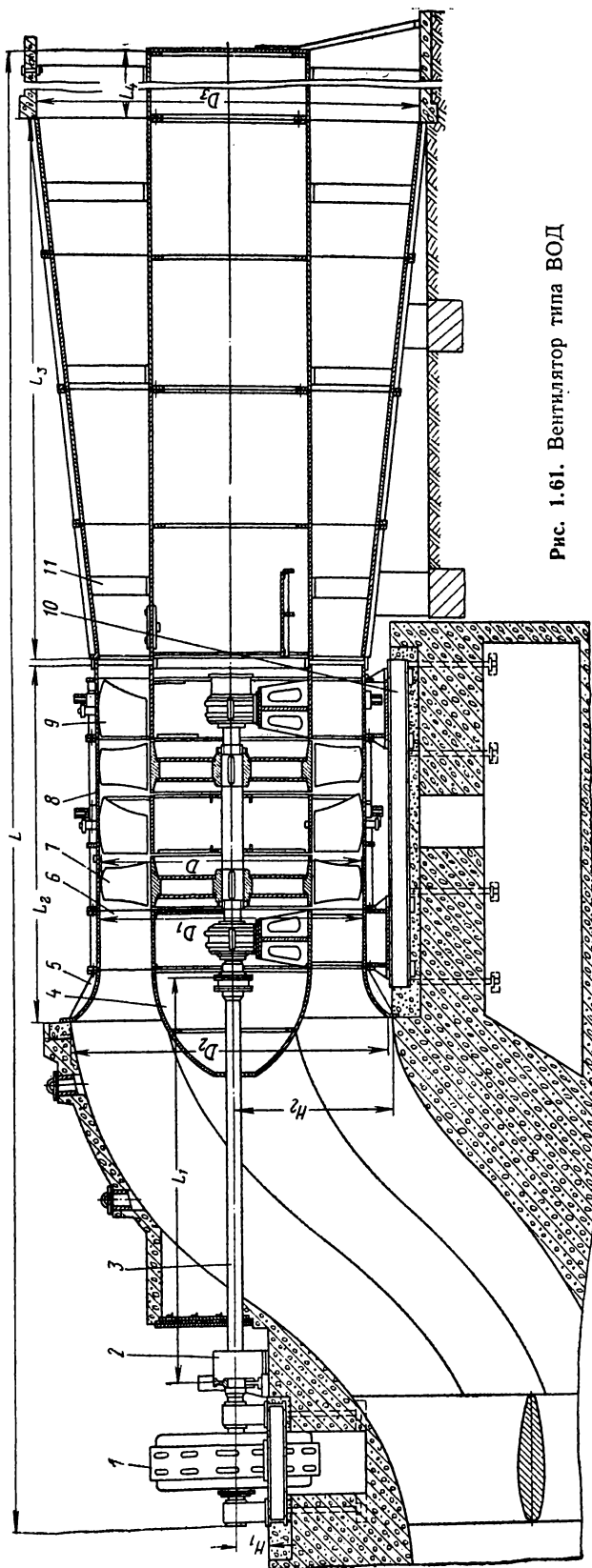


Рис. 1.61. Вентилятор типа ВОД

колена круглого сечения, подходящие к входным отверстиям обоих вентиляторов. За вентиляторами расположены выходные железобетонные каналы прямоугольного сечения, соединяющиеся между собой и переходящие в общий для обоих вентиляторов глушитель шума, установленный на выходе из вентиляторной установки.

В местах раздвоения подводящего канала к двум вентиляторам и соединения выходных каналов от двух вентиляторов в общий глушитель шума расположены устройства для переключения воздушной струи, выполненные в виде ляд или вертикальных дверей с приводом от лебедки или мотор-редуктора. Переключающие ляды или двери направляют воздушный поток в работающий вентилятор, отсекая одновременно от вентиляционной сети резервный вентилятор.

Глушитель шума пластинчатого типа расположен в выходном канале, занимая его горизонтальный и вертикальный участки. Глушитель состоит из пяти—семи параллельных стенок, которые разделяют общую исходящую струю на отдельные струи, проходящие между стенками, выложенными из звукопоглощающих шлакоблоков. Выполнение выходной части вентиляторной установки и глушителя шума общей для двух вентиляторов делает установку необмерзаемой, так как исключается возможность проникновения наружного холодного воздуха к резервному вентилятору. В вентиляторе ВОД-50 ввиду весьма низкочастотного спектра шума установка глушителя не предусматривается.

Вентиляторы ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 (рис. 1.61) состоят из ротора 7, кожуха 8, переднего 6 и заднего 9 опорных блоков, коллектора 5, кока 4, диффузора 11, рамы 10, трансмиссионного вала 3, системы смазки. С приводным электродвигателем 1 вентилятор соединен муфтой 2.

Основные размеры вентиляторов типа ВОД даны в табл. 1.7.

На раме 10 вентилятора, закрепленной на фундаменте, установлены передний 6 и задний 9 опорные блоки, являющиеся несущими элементами конструкции. Опорные блоки сварные, с горизонтальным разъемом. В вентиляторах ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 они представляют собой самостоятельные узлы, в вентиляторе ВОД-21 — выполнены заодно с кожухом. Передний опорный блок служит опорой радиального подшипника ротора, задний блок — опорой радиально-упорного подшипника. Задний опорный блок является одновременно и спрямляющим аппаратом с 14 ло-

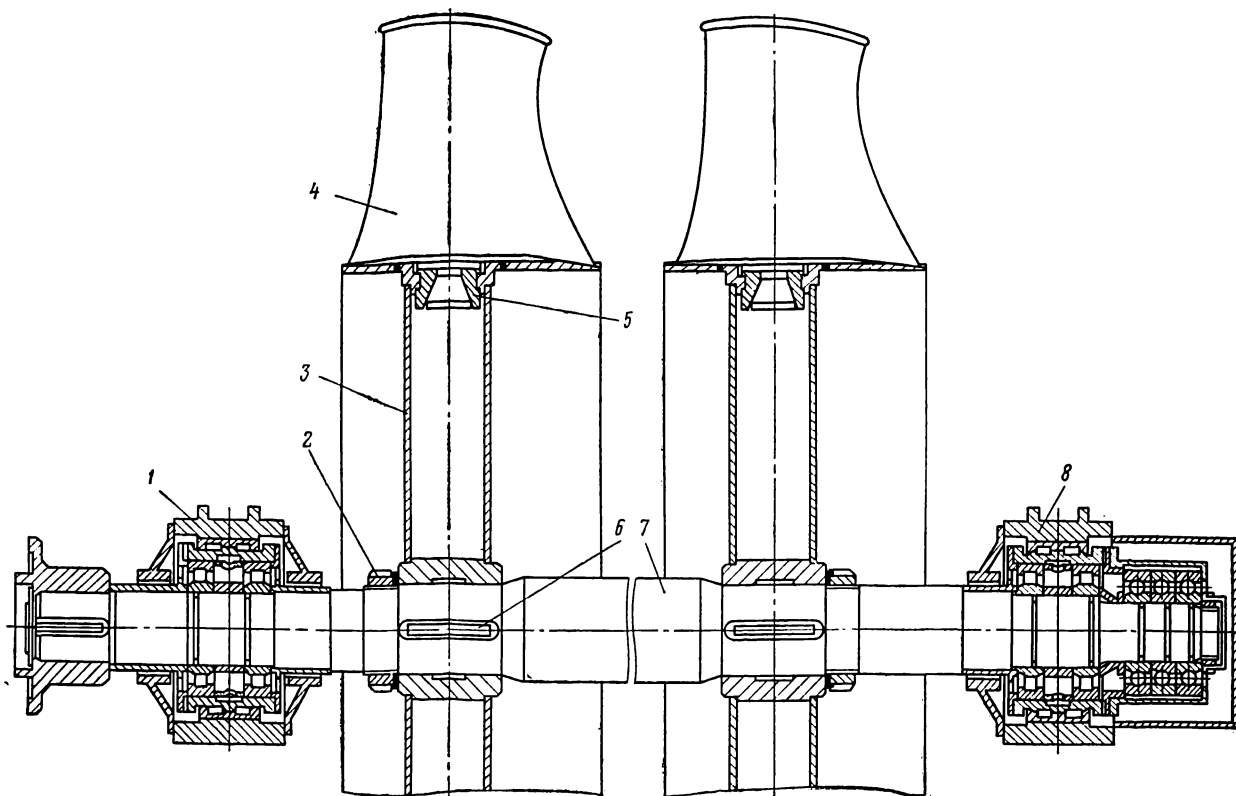


Рис. 1.62. Ротор вентилятора типа ВОД

патками, 11 из которых выполнены поворотными, а три — неподвижными, несущими.

Ротор вентилятора типа ВОД (рис. 1.62) представляет собой вал 7 с насаженными на него рабочими колесами 3, подшипниковыми узлами 1 и 8 и полумуфтой. Рабочие колеса крепятся на валу шпонками 6 и предохраняются от осевого смещения гайками 2. Втулки рабочих колес, диаметр которых равен 0,6 диаметра вентилятора, выполнены сварными. Во избежание проникновения во втулки пыли и влаги, вызывающих дисбаланс, их внутренние полости герметизированы.

Лопатки рабочих колес 4 (12 на каждом колесе) сварно-клепаные, пустотелые, состоят из несущего хвостовика, двух листов обшивки, армирующего ребра и доннышек. Лопатки крепятся к втулке специальными затворами 5, позволяющими при остановленном вентиляторе поворачивать их вручную в пределах углов установки 15—45° для регулирования производительности и давления. Для работы в режимах с малым давлением число лопаток второй ступени можно уменьшать до шести. Поворот, снятие и замену лопаток производят через люки в кожухе.

Таблица 1.7

Вентиляторы	Размер (см. рис. 1.61), мм										
	D	D_1	D_2	D_3	H_1	H_2	L	L_1	L_2	L_3	L_4
ВОД-21	2 100	2 105	2 600	3 000	630	1 250	14 420	4 200	3 260	3 220	2 100
ВОД-30	3 000	3 005	3 680	4 300	600	1 680	20 580	4 750	4 232	6 100	3 000
ВОД-40	4 000	4 010	4 800	5 700	600	2 400	28 100	7 000	5 530	8 000	4 000
ВОД-50	5 000	5 020	6 000	7 200	600	3 000	32 415	7 500	6 685	10 000	5 015

Ротор вентилятора вращается в двух подшипниковых узлах. Радиальную нагрузку воспринимают сферические роликоподшипники (в вентиляторе ВОД-21) или спаренные подшипники с цилиндрическими роликами, установленные в сферических обоймах (в вентиляторах ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50). Осевую нагрузку воспринимают сдвоенные или строенные радиально-упорные шарикоподшипники.

Смазка подшипников вентиляторов ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 принудительная, циркуляционная, от маслостанции, состоящей из двух маслососов производительностью 12 л/мин, маслобака, пластинчатого фильтра, реле протока масла, контактных манометров и необходимой арматуры. Смазка подшипников вентиляторов ВОД-21 густая, периодически пополняемая через выносные масленки.

Трансмиссионный вал, соединяющий валы приводного электродвигателя и ротора вентилятора, выполнен подвесным. В вентиляторах ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 вал оснащен зубчатыми муфтами, в вентиляторах ВОД-21 — пальцевыми муфтами со сферическими роликоподшипниками.

Вентиляторы оборудуются колодочным тормозом с электромагнитным приводом, обеспечивающим остановку ротора в течение 2—2,5 мин.

Кожух вентилятора типа ВОД, расположенный между передним и задним опорными блоками, имеет промежуточный направляющий аппарат с 14 поворотными лопатками, которые через приводное кольцо и тросовые механизмы поворачиваются на угол 180° от сервомотора. Для тонкого регулирования производительности (в пределах 5—10%) лопатки могут поворачиваться на угол до 36° от исходного положения.

Реверсирование воздушной струи в вентиляторах ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 осуществляется изменением направления вращения приводного электродвигателя с одновременным поворотом лопаток промежуточного направляющего и спрямляющего аппаратов на угол 180°. Процесс реверсирования включает следующие операции: отключение приводного электродвигателя, торможение ротора, поворот лопаток промежуточного направляющего и спрямляющего аппаратов, пуск приводного электродвигателя в противоположном направлении вращения. Все операции реверсирования автоматизированы.

Вентиляторы комплектуются синхронными высоковольтными приводными электродвигателями, типы которых указаны в табл. 1.8.

Таблица 1.8

Вентиляторы	Электродвигатель			
		напряжение, В	мощность, кВт	частота вращения вала, об/мин
ВОД-21	СД-13-42-8	6000	500	750
ВОД-30	СДС-15-49-12Р	6000	1000	500
ВОД-40	СДС-17-41-16Р	6000	1600	375
ВОД-50	СДС-18-39-20Р	6000	2000	300

Вентиляторы комплектуются также унифицированными комплектами аппаратуры УКАВ-2, обеспечивающими дистанционное управление всеми процессами пуска, остановки, переключения и реверсирования вентиляторов, а также контроль их рабочих параметров — производительности, давления, температуры подшипников, подачи смазки и др.

Осевые реверсивные вентиляторы ВОД-21 и ВОД-30 изготавливаются серийно Артемовским машиностроительным заводом. Вентиляторы ВОД-50 изготовлены в опытно-промышленных образцах и проходят испытания в Кузбассе. Промышленный выпуск вентиляторов ВОД-40 освоен Донецким машиностроительным заводом им. Ленинского комсомола Украины.

§ 4. Вентиляторы местного проветривания

Вентиляторы ВМ-3М и ВМ-4М

Одноступенчатые нерегулируемые вентиляторы местного проветривания с электрическим приводом и меридиональным ускорением потока ВМ-3М и ВМ-4М [75], разработанные Донгипроуглемашем совместно с Томским электромеханическим заводом им. В. В. Вахрушева, предназначены для проветривания тупиковых выработок (штреков, уклонов, сбоек и др.) сечением до 5 м² на угольных и горнорудных шахтах при расходе воздуха до 100—150 м³/мин и длине проветривания до 200—400 м. Взрывобезопасное исполнение вентиляторов РВ позволяет применять их на шахтах, опасных по газу или пыли.

Вентиляторы могут применяться также на поверхности шахт, в системах общепромышленной вентиляции и т. п.

Вентиляторы ВМ-3М и ВМ-4М, как правило, работают на трубопроводы диаметром соответственно 300 и 400 мм. Вентиляторы эффективно работают как на нагнетание, так и на всасывание.

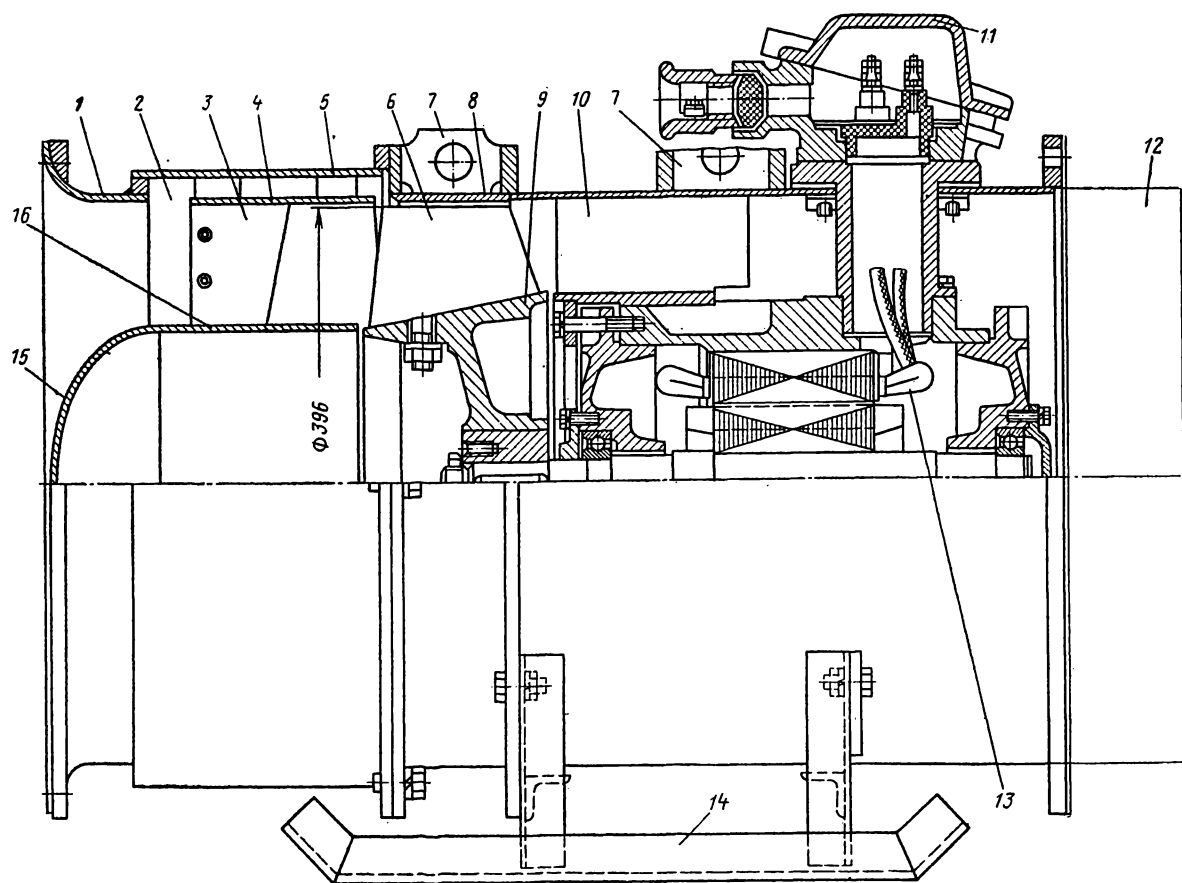


Рис. 1.63. Вентилятор ВМ-4М

вание. При работе на нагнетание используются гибкие трубы, для работы на всасывание необходимы жесткие (металлические) трубы.

Техническая характеристика вентиляторов

	ВМ-3М	ВМ-4М
Диаметр, мм:		
присоединительных патрубков	300	400
рабочего колеса	296	396
Производительность, м ³ /мин:		
оптимальная	60	120
в области промышленного использования	40—100	50—150
Полное давление, кгс/м ² :		
оптимальное	95	130
в области промышленного использования	100—40	145—70
Максимальный полный к. п. д.:		
вентилятора	0,70	0,72
вентиляторного агрегата	0,60	0,61
Тип электродвигателя	ВРМ-80L2 (специальный съемный)	ВРМ-100L2 (специальный съемный)

Мощность электродвигателя, кВт	2,2	4,0
Напряжение, В	380/660	380/660
Частота вращения вала, об/мин	2800	2900
Основные размеры, мм:		
длина	600	775
ширина	395	550
высота	455	560
Масса, кг	85	138

Вентиляторы ВМ-3М и ВМ-4М, имея аналогичную конструкцию, отличаются геометрическими размерами узлов.

Вентилятор ВМ-4М (рис. 1.63) состоит из направляющего аппарата 2, рабочего колеса 6, кожуха 8, электродвигателя 13, кабельного ввода 11 и салазок 14.

Направляющий аппарат имеет девять крученых стальных листовых лопаток 3, обечайки 4 и 16, кок 15, на входе коллектор 1. Противосрывное устройство типа «воздушный сепаратор», образованное обечайками 4 и 5, устраняет срывные режимы и обеспечивает устой-

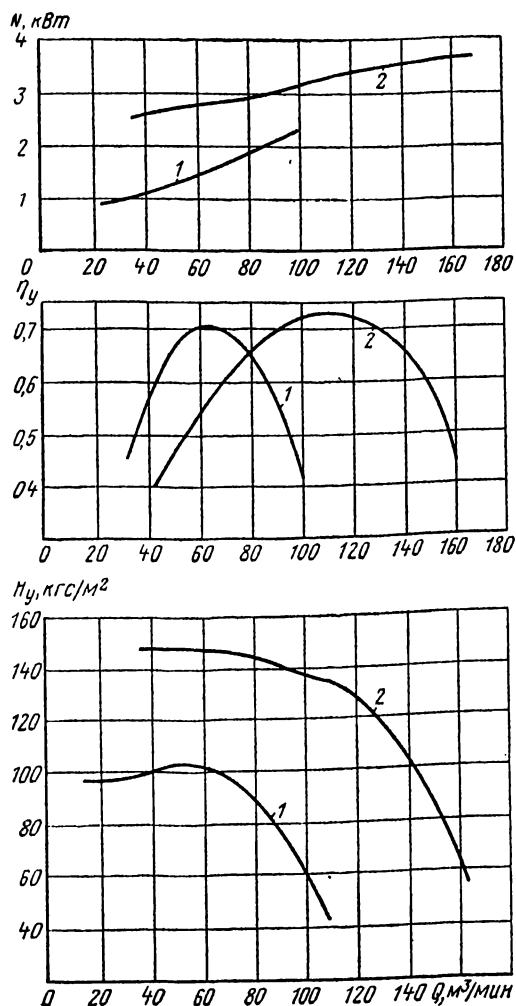


Рис. 1.64. Аэродинамические характеристики вентиляторов ВМ-3М (кривые 1) и ВМ-4М (кривые 2)

чивую работу вентилятора во всем диапазоне производительности.

Рабочее колесо состоит из конической втулки 9 с неподвижно закрепленными на ней восемью рабочими профильными лопатками. В профильную часть лопатки залита стальная арматура, снабженная хвостовиком с крепежной гайкой. Профильная часть рабочих лопаток выполнена из капроновой смолы. Такие лопатки не накапливают опасных статических зарядов и в случае задевания за корпус не образуют искры, способной воспламенить взрывоопасную среду.

Корпус вентилятора выполнен сварным из тонколистовой стали с фланцами из полосы. Двенадцать листовых спрямляющих лопаток 10 приварены между корпусом и втулкой.

Электродвигатель крепится во втулке спрямляющего аппарата с помощью болтов и фланца; для ремонта или замены электродвигатель снимается. Питание электродвигателя осуществляется через кабельный ввод, установленный на корпусе вентилятора. Смазка подшипников электродвигателя производится через колпачковые масленки, закрепленные на корпусе вентилятора.

Вентилятор имеет салазки и подвешивается к кровле рым-скобами 7.

Гибкий вентиляционный трубопровод присоединяется к вентилятору посредством патрубка 12.

Входной и выходной присоединительные патрубки вентилятора при проветривании длинных выработок позволяют соединять вентиляторы последовательно.

Аэродинамические характеристики вентиляторов ВМ-3М и ВМ-4М приведены на рис. 1.64.

По требованию заказчика вентиляторы ВМ-4М поставляются с глушителями шума ГШ-4, присоединяемыми к входному и выходному патрубкам вентилятора, при этом уровни шума, создаваемого вентиляторной установкой, лежат в пределах санитарных норм.

Электродвигатели ВРМ-80Л2 и ВРМ-100Л2 разработаны ВНИИВЭ (Всесоюзным научно-исследовательским и проектно-конструкторским технологическим институтом) взрывозащищенного и рудничного электрооборудования и изготовляются Ново-Каховским электромашиностроительным заводом им. 50-летия Великой Октябрьской социалистической революции.

Вентиляторы ВМ-5М и ВМ-6М

Регулируемые одноступенчатые электрические вентиляторы местного проветривания с меридиональным ускорением потока ВМ-5М и ВМ-6М [68, 75] разработаны Донгипроуглемашем и Томским электромеханическим заводом имени В. В. Вахрушева.

Вентиляторы предназначены для проветривания глухих забоев горных выработок в угольных и рудных шахтах при проведении квершлагов, коренных и вентиляционных штреков, бремсбергов и других выработок.

Взрывобезопасное исполнение вентиляторов РВ позволяет эксплуатировать их в шахтах, опасных по газу или пыли.

Вентиляторы ВМ-5М и ВМ-6М работают на нагнетание с гибкими воздухопроводами типа М, МУ, ТН и другими диаметром соответственно 500, 600 мм; с жесткими (металлическими) трубами такого же диаметра вентиляторы могут работать на всасывание и на нагнетание.

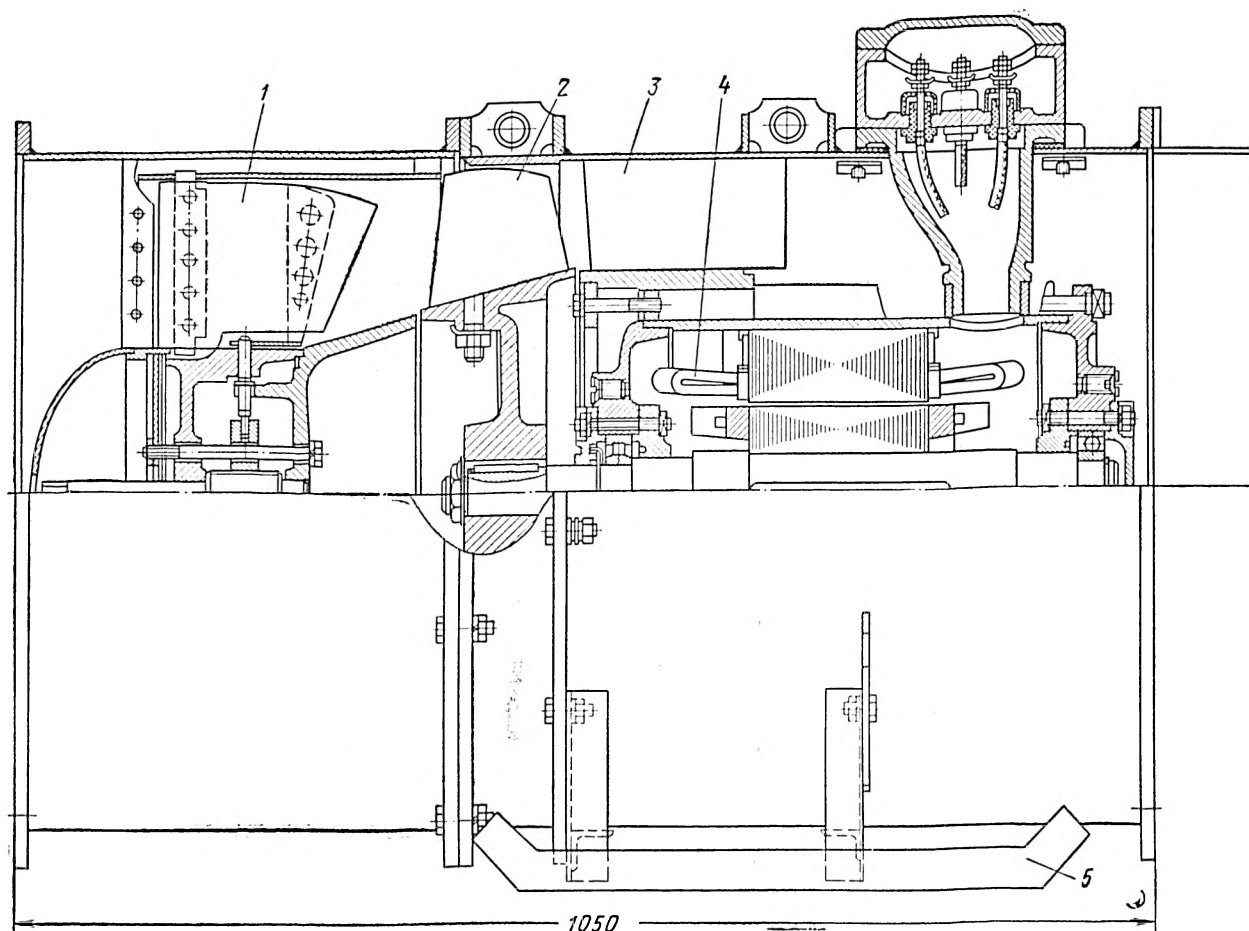


Рис. 1.65. Вентилятор ВМ-6М

Техническая характеристика вентиляторов

	ВМ-5М	ВМ-6М
Сечение проветриваемых выработок, м ² , не более	10	16
Длина проветриваемых выработок, м, не более:		
при работе одного вентилятора	400	600
при последовательной работе двух вентиляторов	700	1000
Диаметр, мм:		
присоединительных патрубков	500	600
рабочего колеса	496	595
Производительность, м ³ /мин:		
оптимальная	190	340
в области промышленного использования	100—280	140—480
Полное давление, кгс/м ² :		
оптимальное	210	260
в области промышленного использования	240—60	340—75

Максимальный полный к. п. д.:

	0,75	0,76
вентилятора	0,75	0,76
вентиляторного агрегата	0,67	0,68
Регулирование давления при оптимальной производительности, кгс/м ²	120—240	120—295
Тип электродвигателя	ВРМ-132М2 (специальный съемный)	ВАОМ62-2 (специальный съемный)
Мощность электродвигателя, кВт	13	24
Напряжение, В	380/660	380/660
Частота вращения вала, об/мин	2940	2950
Основные размеры, мм:		
длина	935	1050
ширина	650	730
высота	670	750
Масса, кг	250	350

Вентиляторы ВМ-5М и ВМ-6М, имея сходную конструкцию, отличаются геометрическими размерами узлов.

Вентилятор ВМ-6М (рис. 1.65) состоит из регулируемого входного направляющего ап-

парата 1, рабочего колеса 2, корпуса со спрямляющим аппаратом 3, встроенного съемного взрывобезопасного электродвигателя 4 и съемных салазок 5.

Регулируемый направляющий аппарат (рис. 1.66) имеет девять профильных эластичных (резиновых) лопаток 1, входные и выходные кромки которых армированы стальными пластинами.

Производительность и давление вентилятора регулируются при работающем вентиляторе, при этом посредством торцового ключа поворачивается винт 4 и механизм одновременного поворота 3 обеспечивает плавное бесступенчатое отклонение закрылков лопаток на угол в диапазоне от $+45$ до -50° . При отклонении лопаток в сторону плюса (против направления вращения рабочего колеса) производительность и давление вентилятора возрастают, а в сторону минуса (по направлению вращения) — уменьшаются.

В направляющем аппарате установлена обечайка 2, образующая с корпусом кольцевой канал «воздушного сепаратора», устраняющего впадины на характеристиках давления и помпажные режимы работы, что значительно расширяет область промышленного использования вентилятора и повышает надежность его работы.

Рабочее колесо состоит из литой конической втулки, на которой закреплены семь профилированных винтообразных (крученых) лопаток. Профильная часть рабочей лопатки выполнена из капроновой смолы с залитой стальной арматурой, снабженной хвостовиком и гайкой, посредством которой лопатка закрепляется на втулке. Рабочее колесо динамически сбалансировано и крепится на валу электродвигателя.

Специальный асинхронный короткозамкнутый взрывобезопасный электродвигатель крепится во втулке спрямляющего аппарата фланцем и болтами. Подшипники электродвигателя смазываются через колпачковые масленки, закрепленные на корпусе вентилятора. Питание электродвигателя осуществляется через кабельный ввод, установленный на корпусе вентилятора. Панель кабельного ввода имеет шесть силовых зажимов, что позволяет осуществлять переключение обмоток с треугольника (380 В) на звезду (660 В).

Вентилятор с направляющим аппаратом и электродвигателем представляет единый агрегат, снабженный салазками и двумя рым-скобами для подвески к кровле горных выработок.

При работе вентилятора в зависимости от длины вентиляционного трубопровода и необходимого количества воздуха, подаваемого в за-

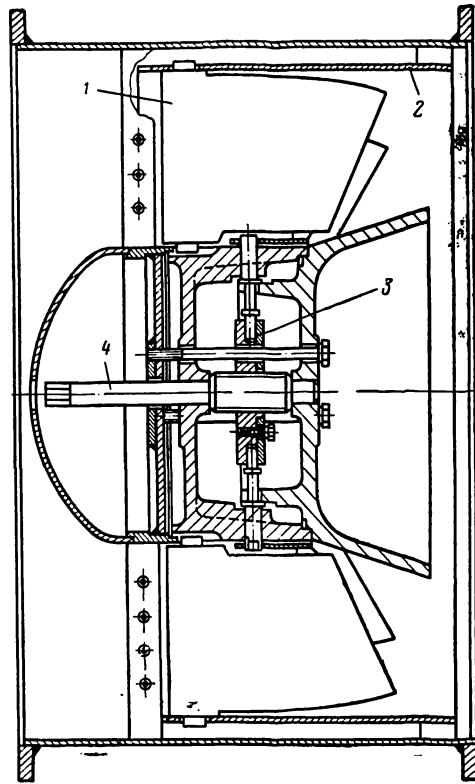


Рис. 1.66. Направляющий аппарат вентилятора ВМ-6М

бой, угол установки лопаток направляющего аппарата регулируется. Короткие выработки обычно проветриваются при установке лопаток направляющего аппарата на угол -45° , при наращивании вентиляционного трубопровода угол установки лопаток увеличивают и длинные выработки, как правило, проветривают при угле установки лопаток $+45^\circ$.

Аэродинамические характеристики вентиляторов ВМ-5М и ВМ-6М приведены на рис. 1.67. При работе установок с двумя последовательно соединенными вентиляторами значения давлений и мощности, приведенные на рис. 1.67, удваиваются, а производительность при этом не изменяется.

В случаях, когда вентиляторные установки ВМ-5М и ВМ-6М располагаются вблизи рабочих мест, к вентиляторам с нагнетательной и всасывающей сторон присоединяются глушители шума соответственно ГШ-5 и ГШ-6, при этом шум, создаваемый вентиляторами, не превышает уровней, предусмотренных санитарными нормами.

Электродвигатели ВРМ-132М2 разработаны ВНИИВЭ и выпускаются Ново-Каховским

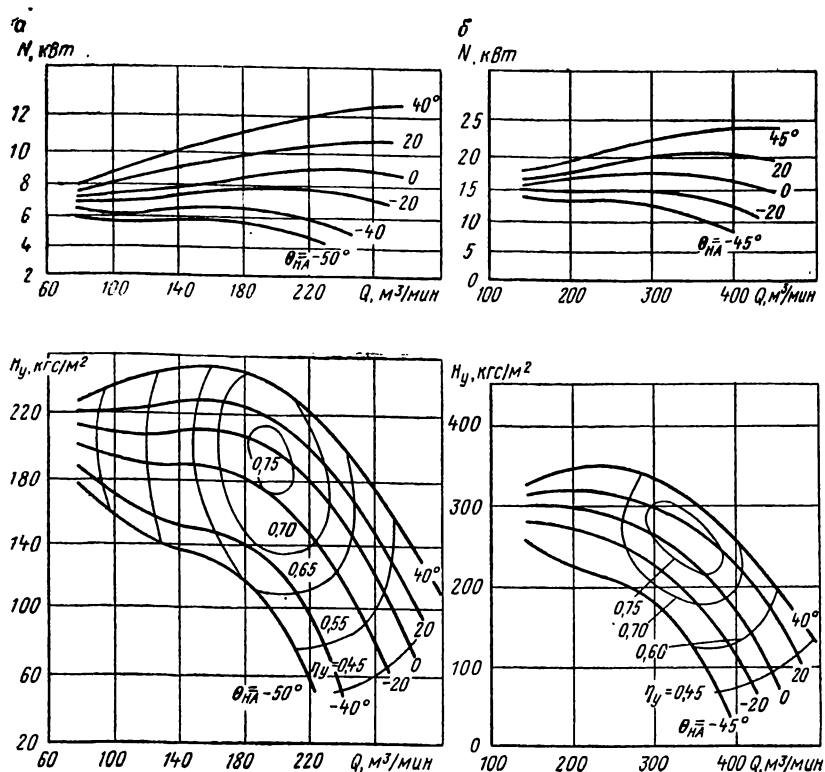


Рис. 1.67. Аэродинамические характеристики вентиляторов:
 а — ВМ-5М; б — ВМ-6М

электромашиностроительным заводом, двигатели ВАОМ62-2 разработаны и выпускаются заводом «Кузбассэлектромотор».

Вентиляторы ВМ-5М и ВМ-6М изготавливаются Томским электромеханическим заводом имени В. В. Вахрушева.

Вентиляторы ВМ-8М и ВМ-12М

Осевые регулируемые одноступенчатые вентиляторы ВМ-8М и ВМ-12М [75] с электрическим приводом являются наиболее мощными вентиляторами этого типа. Аэродинамическая схема этих вентиляторов с меридиональным ускорением потока создана Донгипроуглемашем. Конструкция вентиляторов разработана Донгипроуглемашем совместно с Томским электромеханическим заводом им. В. В. Вахрушева (ВМ-8М) и Артемовским машиностроительным заводом (ВМ-12М). Вентиляторы ВМ-8М и ВМ-12М предназначены для проветривания тупиковых горизонтальных и наклонных выработок большого сечения и вертикальных стволов диаметром до 6 м в угольных и рудных шахтах. Вентиляторы ВМ-12М применяются

для проветривания горных выработок, где в связи с использованием механизмов с дизельным приводом требуются повышенные расходы воздуха. Эти вентиляторы приемлемы для проветривания туннелей и других специальных сооружений.

Вентиляторы ВМ-8М и ВМ-12М имеют взрывобезопасное исполнение РВ и эксплуатируются в шахтах, опасных по газу или пыли.

Вентиляторы ВМ-8М рассчитаны на работу с гибкими пластмассовыми трубами диаметром 800 мм, а вентиляторы ВМ-12М могут эксплуатироваться с гибкими пластмассовыми трубами диаметром 1000 мм и с жесткими (металлическими) трубами диаметром 1200 мм.

Техническая характеристика вентиляторов

	ВМ-8М	ВМ-12М
Сечение проветриваемых выработок, м ² , не более	20	24
Длина проветриваемых выработок, м, не более:		
при работе одного вентилятора		1000
при последовательной работе вентиляторов		1600

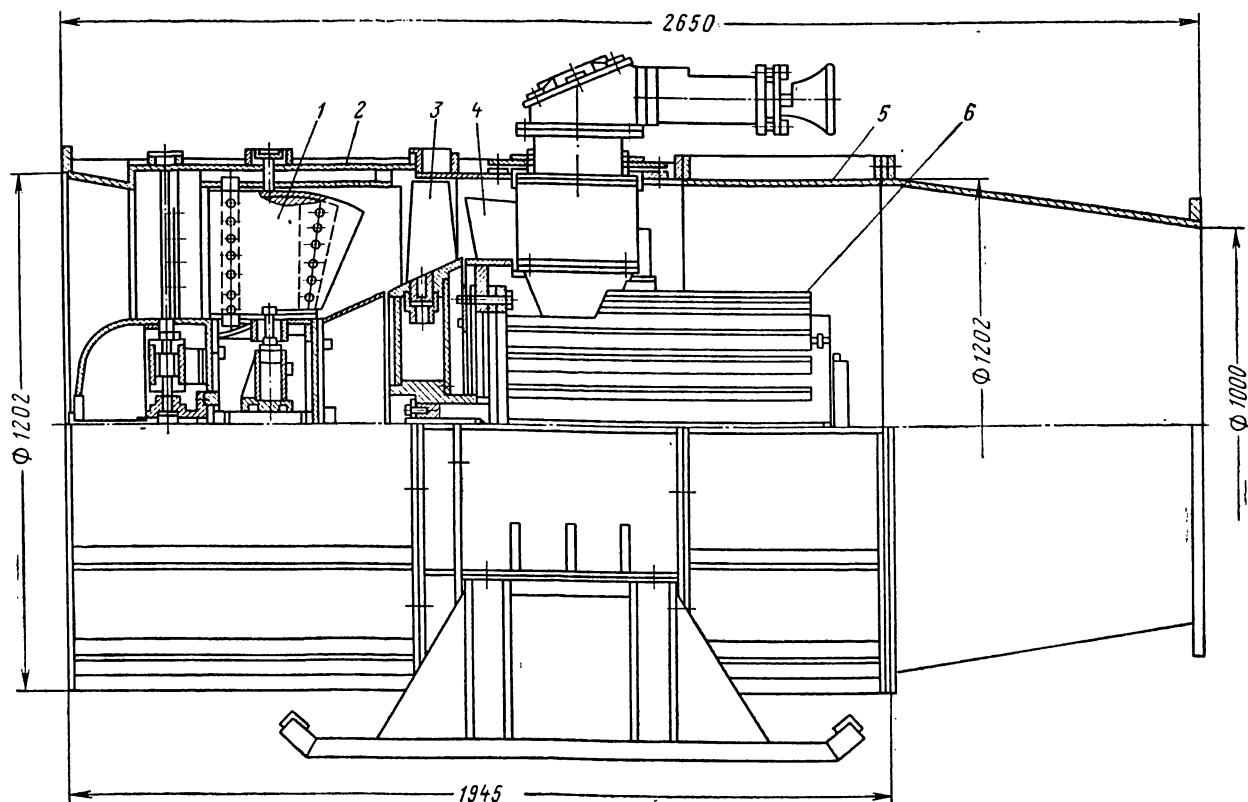


Рис. 1.68. Вентилятор ВМ-12М

Диаметр, мм:		
присоединительных патрубков	800	1200; 1000
рабочего колеса	700	1185
Производительность, м ³ /мин:		
оптимальная	600	1200
в области промышленного использования	240—780	600—1900
Полное давление, кгс/м ² :		
оптимальное	280	250
в области промышленного использования	420—80	350—80
Максимальный полный к. п. д.:		
вентилятора	0,80	0,76
вентиляторного агрегата	0,72	0,70
Регулирование давления при оптимальной производительности, кгс/м ²	100—370	170—320
Тип электродвигателя	ВРМ-200L2 (специальный съемный)	ВРМ-280L4 (специальный съемный)
Мощность электродвигателя, кВт	50	110
Напряжение, В	380/660	380/660
Частота вращения вала, об/мин	2960	1470
Основные размеры, мм:		
длина	1460	1945
ширина	880	1350
высота	1000	1500
Масса, кг	795	2300

Вентиляторы ВМ-8М и ВМ-12М имеют конструкцию направляющих аппаратов с ручкой управления поворотом лопаток, расположенной снаружи на корпусе.

Конструкция вентилятора ВМ-8М аналогична вентилятору ВМ-6М, но отличается размерами узлов, наличием диффузора за спрямляющим аппаратом и коллектора на входе в направляющий аппарат, которые повысили полный максимальный к. п. д. вентиляторной установки ВМ-8М до 0,8.

Размеры проточной части вентилятора ВМ-12М по сравнению с вентилятором ВМ-6М увеличены в два раза. Рабочее колесо вентилятора ВМ-12М имеет 14 лопаток, но относительные размеры лопаток и густота рабочей решетки остались такими же, как у вентилятора ВМ-6М. Соответственно максимальный полный к. п. д. вентиляторной установки ВМ-12М достигает той же величины, что и у вентилятора ВМ-6М, и составляет 0,76.

Вентилятор ВМ-12М (рис. 1.68) состоит из направляющего аппарата 1, рабочего колеса 3, корпуса 5 со спрямляющим аппаратом 4, встроенного съемного приводного электродвигателя 6. Вентилятор снабжен противосрывным устройством 2, обеспечивающим устой-

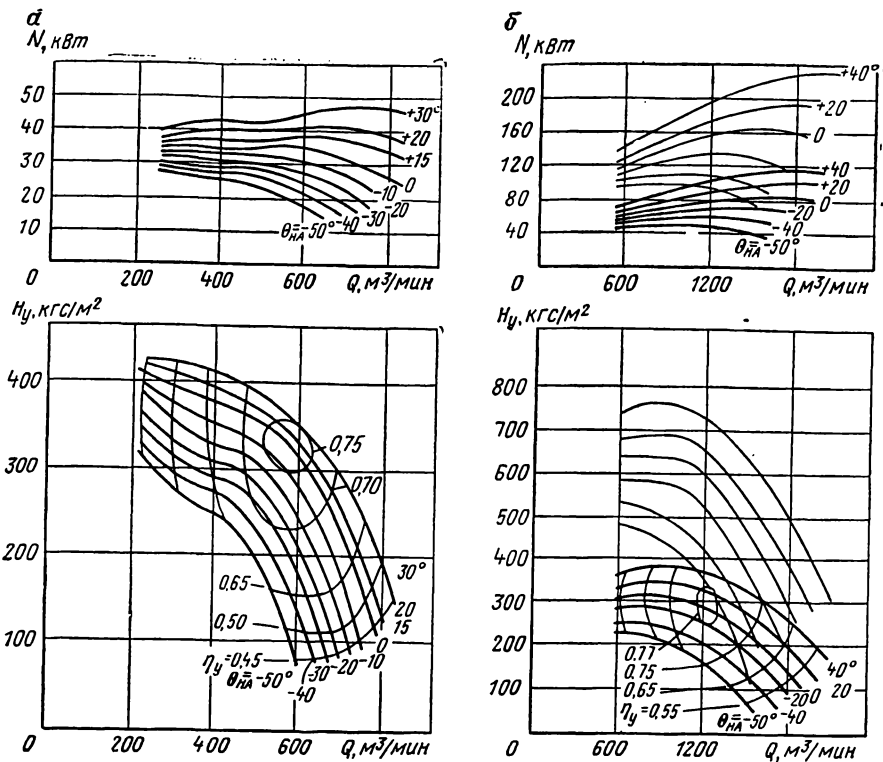


Рис. 1.69. Аэродинамические характеристики вентиляторов:

а — ВМ-8М; б — ВМ-12М (нормальные линии — одного, тонкие — двух, установленных последовательно)

чивые характеристики давления во всем диапазоне производительности. Лопатки рабочего колеса стальные штампованные из листовой стали. Втулка колеса стальная сварная. Колесо надето на конец вала приводного электродвигателя.

Корпус вентилятора выполнен сварным из листовой стали. Установленная в нем втулка с фланцем и 10 лопаток спрямляющего аппарата образуют жесткую несущую конструкцию для встроенного приводного электродвигателя.

Специальный асинхронный короткозамкнутый рудничный взрывозащищенный фланцевый электродвигатель ВРМ-280L4 номинальной мощностью 110 кВт и частотой вращения 1470 об/мин выполнен на базе электродвигателей новой серии ВР, исполнение РВ. Кабельный ввод с шестью силовыми зажимами обеспечивает возможность переключения обмоток статора с треугольника на звезду.

Конструкция крепления предусматривает возможность замены электродвигателя резервным в условиях шахтных мастерских.

Регулируемый направляющий аппарат обеспечивает изменение производительности и давления вентилятора в зависимости от длины трубопровода и режима проветривания. Ло-

патки направляющего аппарата выполнены эластичными из резины, армированной стальными пластинами. Закрылки лопаток поворачиваются относительно нулевого осевого положения на угол до $+30^\circ$ (против направления вращения рабочего колеса) и до -50° (по направлению вращения). Поворот закрылков осуществляется плавно, бесступенчато, с помощью рычажно-винтового механизма, расположенного внутри втулки направляющего аппарата. Валик управления поворотом лопаток выведен на корпус направляющего аппарата, регулирование осуществляется на ходу или при остановленном вентиляторе.

Вентилятор поставляется с переходным патрубком на выходе, который позволяет присоединять вентиляционные трубопроводы диаметром 1000 мм; без патрубка к вентилятору присоединяется трубопровод диаметром 1200 мм.

Аэродинамические характеристики вентиляторов ВМ-8М и ВМ-12М приведены на рис. 1.69. Вентиляторы ВМ-8М, так же как ВМ-12М, при проветривании длинных выработок соединяются последовательно.

Вентиляторы ВМ-8М комплектуются приставными глушителями шума типа ГШ-8.

Электродвигатели ВРМ-280L4 разработаны

ВНИИВЭ, изготовитель этих двигателей — Первомайский электромашиностроительный завод им. К. Маркса.

Электродвигатели ВРМ-200L2 разработал и изготавливает завод «Кузбассэлектромотор».

Вентиляторы ВМ-12М изготавливает Артемовский машиностроительный завод.

Пневматические вентиляторы ВКМ-200А, ВМП-3М, ВМП-4, ВМП-5М и ВМП-6М

Пневматические вентиляторы ВКМ-200А, ВМП-3М, ВМП-5М и ВМП-6М [69, 75] выполнены по аэродинамической схеме осевого вентилятора с меридиональным ускорением, разработанной Донгипроуглемашем. Вентилятор ВМП-4 сконструирован Томским электромеханическим заводом им. В. В. Вахрушева по аэродинамической схеме осевого вентилятора К-06, созданной ЦАГИ.

Конструкция вентилятора ВКМ-200А разработана Ново-Горловским рудоремонтным заводом при участии Днепропетровского горного института и Донгипроуглемаша.

Вентиляторы ВМП-3М, ВМП-5М и ВМП-6М разработаны Донгипроуглемашем совместно с Томским электромеханическим заводом имени В. В. Вахрушева. Вентиляторы этого типа снабжены пневматическим турбинным приводом и применяются для проветривания тупиковых горных выработок, где электрические вентиляторы запрещены Правилами безопасности.

Пневматические вентиляторы предназначены для работы на угольных шахтах с крутым падением пластов и могут применяться в горнорудной промышленности.

Воздух в забой тупиковой выработки подается гибкими воздухопроводами типа М, ТН и другими или жесткими (металлическими) трубами, диаметр которых соответствует диаметру вентилятора. В тех случаях, где позволяет сечение выработки, экономически целесообразно для пневматических вентиляторов использовать трубопроводы, диаметр которых на ступень выше диаметра вентилятора (например, для вентилятора диаметром 500 мм целесообразно применять трубопровод диаметром 600 мм).

Техническая характеристика пневматических вентиляторов приведена в табл. 1.9.

Вентилятор ВМП-4 (рис. 1.70) состоит из передней части корпуса 1 и выходной части корпуса 3, соединенных фланцами, рабочего колеса 4 с ободом и турбиной на периферии, вала 6 с подшипниками, регулируемого соплового аппарата 2 и салазок 5. Корпус и рабочее колесо выполнены литыми из алюминиевого сплава.

Рабочее колесо имеет цилиндрическую втулку и профильные лопатки с ободом на периферии. В пазу обода установлены капроновые лопатки турбины активного типа.

Регулируемый сопловой аппарат снабжен рукояткой, позволяющей производить, в за-

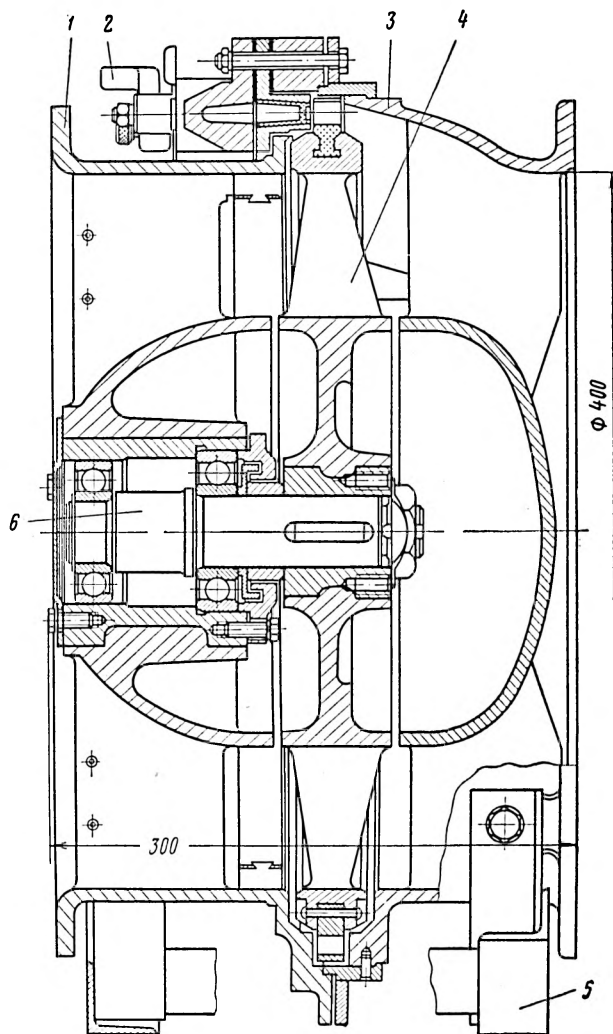


Рис. 1.70. Вентилятор ВМП-4

висимости от условий проветривания, переключению части каналов сопел и осуществлять на ходу включение одного из трех режимов работы вентилятора: усиленного, нормального или пониженного.

Корпус и рабочее колесо вентилятора ВКМ-200А также выполнены литыми из алюминиевого сплава. В соответствии с современными правилами исполнения внутришахтного

Таблица 1.9

Параметры	Вентилятор				
	ВКМ-200А	ВМП-3М	ВМП-4	ВМП-5М	ВМП-6М
Сечение проветриваемых выработок, м ² , не более	2,0	3,0	5,0	10,0	16,0
Длина проветриваемых выработок, м, не более:					
при работе одного вентилятора	70	150	250	400	600
при последовательной работе двух вентиляторов	—	250	450	600	1000
Диаметр присоединительных патрубков, мм	200	300	400	500	600
Производительность, м ³ /мин:					
оптимальная	25	60	110	190	360
в области промышленного использования	18—35	25—100	45—160	80—280	120—480
Полное давление, кгс/м ² :					
оптимальное	95	115	180	190	270
в области промышленного использования	110—40	120—40	220—40	200—50	290—60
Регулирование давления при оптимальной производительности, кгс/м ²	Нерегулируемый	40—115	50—160	50—190	80—270
Максимальный полный адиабатический к. п. д. агрегата	0,19	0,24	0,28	0,30	0,35
Расход сжатого воздуха, м ³ /мин, при давлении 5 кгс/см ² на режимах:					
усиленном	1,2	3,0	5,0	8,0	20,0
нормальном	—	2,0	4,0	6,0	15,0
пониженном	—	1,0	2,6	4,0	10,0
Основные размеры, мм:					
длина	210	305	300	570	700
ширина	340	460	550	710	810
высота	310	485	556	720	855
Масса вентилятора, кг	10	50	50	175	270

оборудования, пневматические вентиляторы выполняются стальными сварными. Вентиляторы ВМП-3М, ВМП-5М и ВМП-6М имеют однотипную конструкцию, снабжены противосрывными устройствами и отличаются геометрическими размерами узлов.

Вентилятор ВМП-6М (рис. 1.71) состоит из двух частей 1 и 3 корпуса, рабочего колеса 2

с турбиной, вала 6 с подшипниками, коробки с соплами 4 и салазок 5.

Производительность и давление вентилятора регулируются во время работы с помощью коробки с соплами (рис. 1.72). Поворотом рукоятки 1, связанной с трехходовым краном 4, осуществляется подача сжатого воздуха к соплам 2 — одному, двум или трем одновременно,

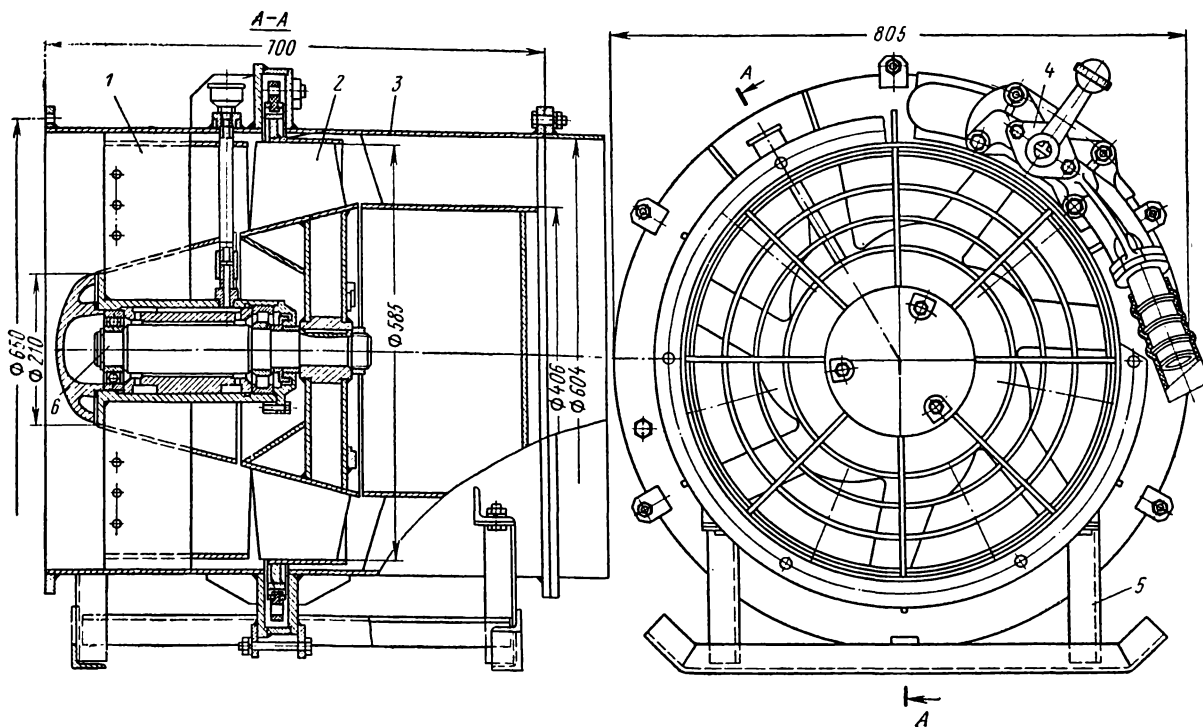


Рис. 1.71. Вентилятор ВМП-6М

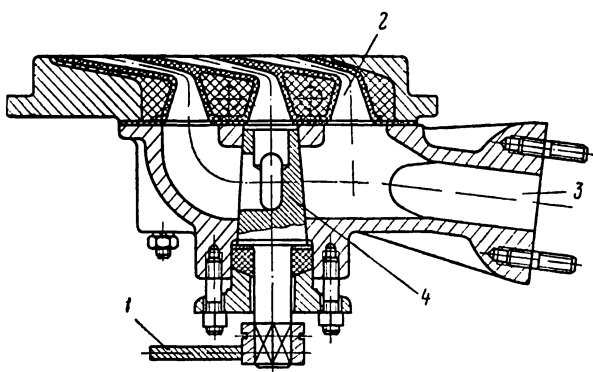


Рис. 1.72. Коробка с соплами

что соответствует работе вентилятора на пониженном, нормальном или усиленном режиме. Сжатый воздух подается из сети к коробке с соплами через шланг, присоединяемый к фланцу 3.

Лопатки турбины и сопла выполнены из капрона, поэтому для предотвращения преждевременного их износа и поломки сжатый воздух на входе в коробку с соплами пропускается через сетчатый фильтр, поставляемый с вентилятором.

Сварное из листовой стали рабочее колесо имеет коническую втулку, обеспечивающую меридиональное ускорение потока, и семь ра-

бочих лопаток. Обод турбины приварен по периферии колеса. Колесо с турбиной динамически сбалансировано.

Аэродинамические характеристики вентилятора ВМП-6М при давлении сжатого воздуха 3,4 и 5 кгс/см² и работе с одним, двумя и тремя соплами приведены на рис. 1.73.

На рис. 1.74 показаны характеристики вентиляторов ВКМ-200А при давлении 3 и 5 кгс/см² и ВМП-3М, ВМП-4 и ВМП-5М при давлении 5 кгс/см² на пониженном, нормальном и усиленном режимах.

Вентиляторы ВКМ-200А выпускает Новгородский рудоремонтный завод.

Вентиляторы ВМП-4, ВМП-5М и ВМП-6М изготовляет Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева.

Глушители шума типа ГШ для вентиляторов местного проветривания

Конструкция глушителей шума типа ГШ разработана Донгипроуглемашем. Глушители снижают шум вентиляторов местного проветривания, что способствует улучшению условий и повышению производительности труда подземных рабочих.

Глушители типа ГШ предназначены для снижения шума электрических вентиляторов местного проветривания, к которым они присоединяются со всасывающей и нагнетательной сторон, при этом диаметр глушителя должен

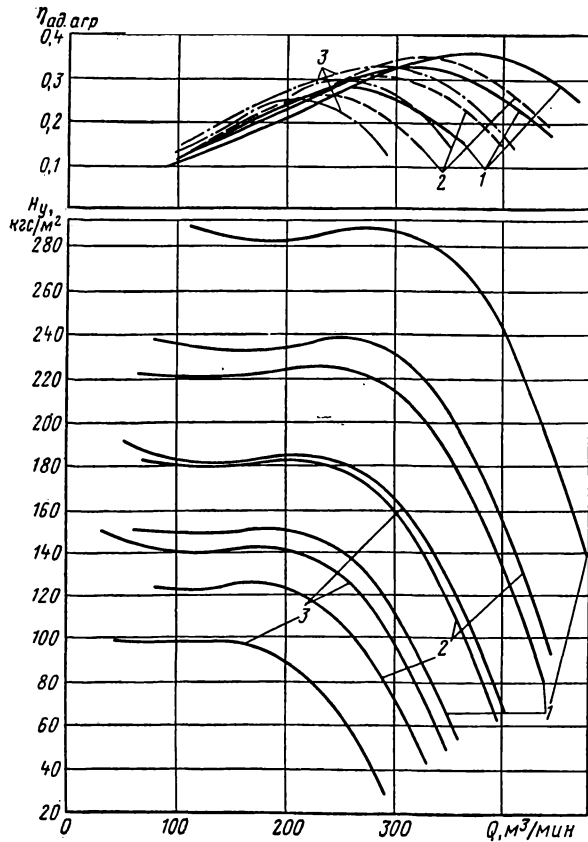


Рис. 1.73. Аэродинамические характеристики вентилятора ВМП-6М при давлении сжатого воздуха: 1 — 5 кгс/см²; 2 — 4 кгс/см²; 3 — 3 кгс/см²

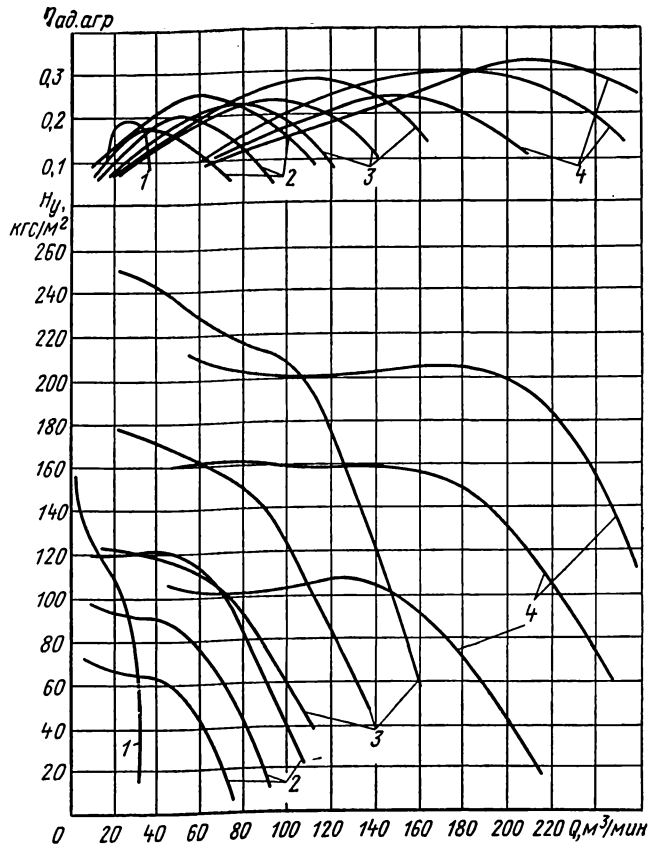


Рис. 1.74. Аэродинамические характеристики вентиляторов: 1 — ВКМ-200А; 2 — ВМП-3М; 3 — ВМП-4; 4 — ВМП-5М

соответствовать диаметру присоединительных патрубков вентилятора.

Глушители типа ГШ могут использоваться для частичного снижения шума пневматических вентиляторов, к которым они присоединяются со всасывающей стороны.

Со стороны нагнетания пневматических вентиляторов глушители ГШ устанавливать нецелесообразно, так как при этом в глушитель

попадает влага и масло из отработанного сжатого воздуха, идущего с турбины вентилятора, что снижает эффективность глушителя. Донгипроуглемаш разрабатывает глушители шума нового типа, предназначенные для пневматических вентиляторов местного проветривания.

Глушители типа ГШ разработаны для вентиляторов диаметром 400, 500, 600 и 800 мм. На рис. 1.75 показан вентилятор ВМ-6М с сек-

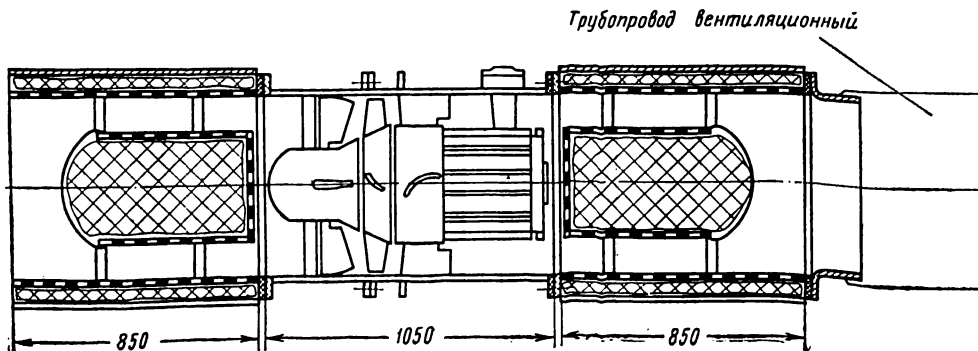


Рис. 1.75. Установка вентилятора ВМ-6М с глушителями шума ГШ-6

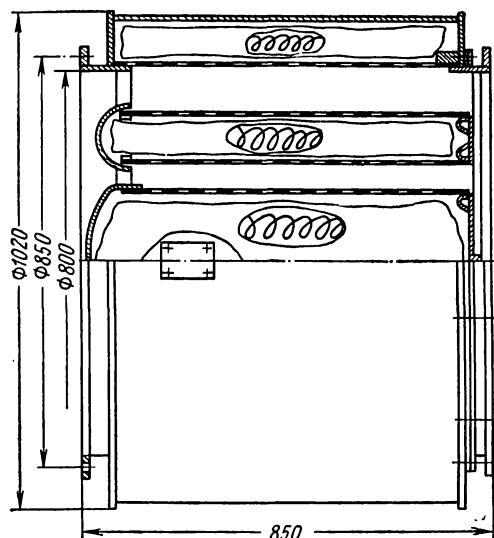


Рис. 1.76. Глушитель шума ГШ-8

циями глушителя ГШ-6, присоединенными со всасывающей и с нагнетательной сторон.

Секция глушителя ГШ-6 состоит из двух стальных цилиндров, соединенных фланцами. Наружный цилиндр выполнен из тонколистовой стали, внутренний — из перфорированных оцинкованных стальных листов. Промежуток между цилиндрами заполняется звукопоглощающим материалом, заключенным в чехол из стеклоткани.

Центральная часть глушителя выполнена в виде цилиндрической втулки с обтекателем. Обечайка втулки выполнена из перфорированных листов и заполнена звукопоглощающим материалом в чехле из стеклоткани.

На выходе из глушителя прикрепляется патрубок для присоединения гибкого вентиляционного трубопровода.

Техническая характеристика глушителей

	ГШ-4	ГШ-5	ГШ-6	ГШ-8
Номинальный диаметр присоединительных патрубков, мм	400	500	600	800
Снижение уровня шума вентилятора на расстоянии 15 м от входного патрубка, дБА, не менее	6	12	12	12
Основные размеры, мм:				
длина	600	750	900	850
ширина	555	655	755	1020
высота	555	655	755	1020
Масса, кг	40	67	90	208

Присоединение глушителей шума вызывает некоторые дополнительные аэродинамические

потери, поэтому полное давление, создаваемое вентиляторной установкой с глушителями, снижается на 3—5% по сравнению с работой без глушителей.

Для вентиляторов ВМ-8М разработаны глушители ГШ-8 (рис. 1.76) с дополнительным звукопоглощающим цилиндром, располагаемым между втулкой и корпусом глушителя. Такая конструкция обеспечивает более эффективное снижение шума при уменьшенных осевых размерах глушителя.

Глушители шума типа ГШ выпускает Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева.

Вентилятор центробежный ВЦ-7

Вентилятор ВЦ-7 [75] предназначен для проветривания глухих забоев подготовительных выработок сечением от 6 до 14 м² и длиной до 1500—2500 м, а также шахтных стволов диаметром до 5 м и глубиной до 800 м, проводимых с применением буровзрывных работ и проветриваемых нагнетательным способом с помощью гибких или жестких воздухопроводов диаметром от 0,5 до 0,8 м. Взрывобезопасное исполнение этих вентиляторов обеспечивает возможность их эксплуатации в шахтах, опасных по газу или пыли. Вентиляторы ВЦ-7 могут также применяться для проветривания туннелей и других объектов, где требуется высокое давление.

Техническая характеристика вентилятора

Диаметр рабочего колеса, мм	750
Частота вращения вала, об/мин	2960
Полный к. п. д.:	
максимальный	0,78
средневзвешенный в нормальной области работы	0,75
Оптимальный режим:	
производительность, м ³ /мин	420
полное давление, кгс/м ²	510
Производительность в области промышленного использования, м ³ /мин	90—640
Полное давление в области промышленного использования, кгс/м ²	140—900
Потребляемая мощность в области промышленного использования, кВт	20—76
Масса вентилятора (с электродвигателем), кг	1400

Вентилятор ВЦ-7 (рис. 1.77) имеет корпус 6 и рабочее колесо 4, насаженное на вал электродвигателя 7. К корпусу крепятся входной коллектор 2 и переходной патрубок 11. Конструкция вентилятора обеспечивает возможность спуска вентилятора в шахту в собранном виде.

Корпус вентилятора состоит из собственно корпуса с вваренным в него спрямляющим

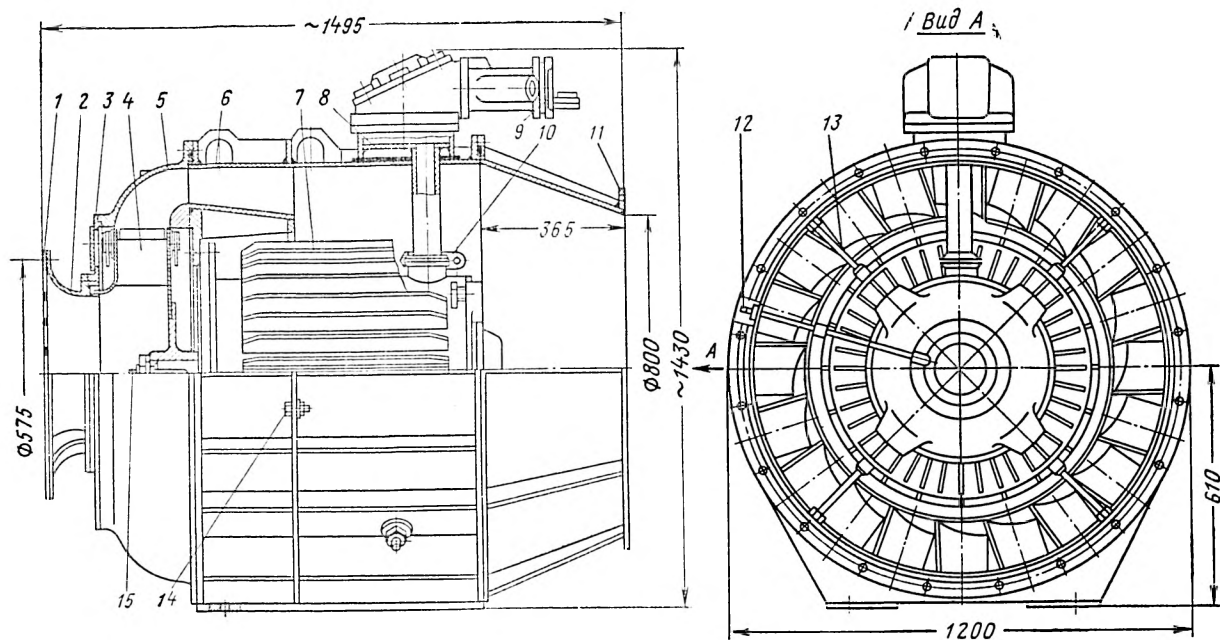


Рис. 1.77. Вентилятор ВЦ-7

аппаратом и поворотной части корпуса 5. Собственно корпус представляет собой сварную конструкцию из листовой стали и имеет три основных несущих фланца, связанных между собой системой продольных ребер. Снизу фланцы соединены поперечными полосами, образуя при этом рамную конструкцию, являющуюся опорой вентилятора. Спрямолинейный аппарат имеет 20 листовых лопаток, приваренных к обечайке корпуса и конической втулке. В переднем несущем фланце выполнены восемь отверстий диаметром 22 мм для крепления фланца электродвигателя. На среднем фланце предусмотрен болт 14 для подсоединения заземления.

Переходный патрубок 11 сварной конструкции изготовлен из листовой стали и служит для подсоединения вентиляционного трубопровода диаметром 800 мм к вентилятору. Патрубок крепится к третьему фланцу корпуса болтами. В случае применения трубопровода других размеров (500, 600, 700 мм) необходимо изготовление соответствующих конических переходников с углом конусности не более 20°.

Литая поворотная часть корпуса 5 с кольцевым центрирующим буртом крепится к корпусу вентилятора. К ней, в свою очередь, крепится крышка 3, в которой предусмотрено окно для доступа к механизму поворота закрылков. К крышке подсоединен входной коллектор 2 с защитной решеткой 1. Другая сторона коллектора входит во всасывающее отверстие рабочего колеса, являясь одновременно уплотнением.

Сверху на корпусе вентилятора расположен кабельный ввод 9, который соединяется с электродвигателем посредством переходного патрубка 8 и хомута 10. Консольная часть корпуса электродвигателя закреплена в корпусе вентилятора с помощью четырех растяжек 13.

Смазка к подшипникам электродвигателя подается через прессмасленки, одна из которых (15) расположена на торце вала, а другая (12) вынесена на наружную часть корпуса вентилятора.

Рабочее колесо с помощью гайки и стопорной шайбы крепится на свободном конце вала электродвигателя. Оно имеет шесть крыловидных лопаток, расположенных между покрывным и коренным дисками. Каждая лопатка снабжена поворотным закрылком 5 (рис. 1.78), на оси которого с обеих сторон

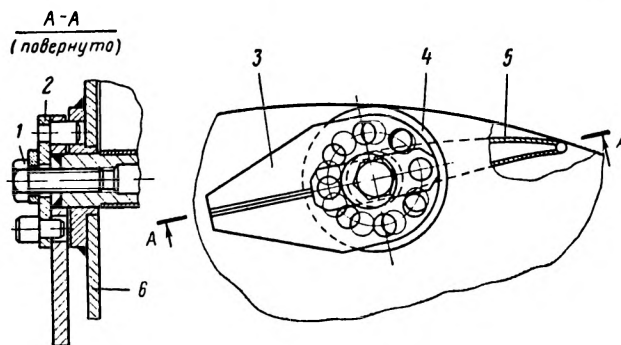


Рис. 1.78. Приспособление для закрепления закрылка

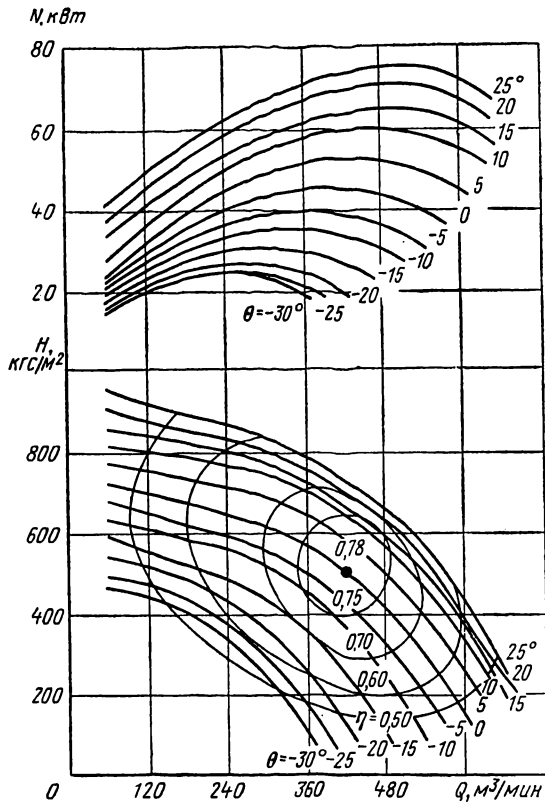


Рис. 1.79. Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦ-7

приварены уравнивающие рычаги 3 таким образом, что центры масс рычагов и закрылков расположены в одной плоскости, проходящей через ось вращения закрылка, благодаря чему обеспечивается полное уравнивание системы не только при любом угле установки, одинаковом для всех закрылков, но и при любом взаимном расположении закрылков.

Закрылок с рычагами вращается во втулках 4, приваренных к коренному и покрывному дискам. Фиксация закрылка в данном положении производится с помощью стопорной планки 2, которая своим штифтом входит одновременно в отверстия рычага и втулки. Для уравнивания стопорной планки кроме фиксирующего штифта имеется симметрично расположенный контргруз. Стопорная планка крепится к оси закрылка самостопорящимся болтом 1, имеющим эксцентриковый прилив.

Число отверстий в рычаге девять, а во втулке — восемь, благодаря чему обеспечивается возможность установки закрылков с интервалом 5°. На каждой втулке нанесена градуировка от -35 до +25°, а на рычаге имеется риска, по которой закрылок устанавливается в заданном положении.

Лопатки рабочего колеса и закрылки представляют собой металлические оболочки, внутренняя полость которых заполнена пенопластом.

Для вентилятора ВЦ-7 ВНИИВЭ разработал специальный фланцевый взрывозащищенный электродвигатель ВРМ-250 (75 кВт, 2960 об/мин, 380/660 В). Двигатель разработан на базе единой серии ВР и рассчитан на эксплуатацию в шахтах, опасных по газу или пыли при температуре окружающей среды от -20 до +40°С и относительной влажности до 97%.

Аэродинамические характеристики вентилятора ВЦ-7 приведены на рис. 1.79.

Вентилятор будет выпускаться Артемовским машиностроительным заводом.

§ 5. Эксплуатация вентиляторных установок

Эксплуатация вентиляторов главного проветривания

Надежность, долговечность и экономичность работы вентиляторов в значительной степени зависят от качества их монтажа и эксплуатации.

Для определения качества монтажа центробежных вентиляторов необходимо проверить: состояние подшипников и их смазки; зазор между рабочим колесом и входным патрубком; состояние лопаток и закрылков рабочего колеса; надежность затяжки рабочего колеса на валу; состояние, правильность установки лопаток направляющего аппарата и свободу их поворота; качество стенок нижней части спирального корпуса, диффузора и входных коробок; центровку валов, состояние муфт; состояние приводов направляющих аппаратов; вибрацию подшипников; работу системы смазки и контроля температуры подшипников.

Центробежные вентиляторы с рабочим колесом диаметром 2,5 м и более не проходят заводской сборки и обкатки. Поэтому при монтаже их на шахте следует выявлять и устранять дефекты. Необходимо проверять зазор между роликами и наружной обоймой роликоподшипников. Нормальная величина зазора указана в табл. 1.11 [59]. Нельзя допускать уменьшения этого зазора, так как при работе подшипника происходит уменьшение его величины из-за температурных расширений внутренней обоймы и роликов, а также перегрев подшипника. В табл. 1.11 указана также рекомендуемая для этих подшипников смазка.

На производительность и к. п. д. центробежных вентиляторов существенно влияет величина радиального зазора между рабочим колесом и входным патрубком. Зазор должен соответствовать значениям, указанным в табл. 1.12.

Таблица 1.11

Вентиляторы	Подшипник			Диаметр, вала, мм	Диаметр отверстий корпуса, мм	Радиальный зазор в подшипнике, мм	Рекомендуемая смазка
	тип	номер	основные размеры, мм				
ВЦПД-8УМ	Роликовый радиальный двухрядный сферический	3614	70×150×51	70Н	150А ₃	0,04—0,05	Консистентная 1/13
ВЦП-16	То же	3624	120×260×86	120Н	260А ₃	0,04—0,07	То же
ВЦ-11	»	3618	90×190×64	90Н	190А ₃	0,04—0,06	»
ВШЦ-16	»	3528	140×250×68	140Н	250А ₃	0,04—0,09	»
ВЦД-16	»	3624	120×260×86	120Н	260А ₃	0,04—0,07	»
ВЦ-25	»	3644	220×460×145	220Н	460	0,09—0,12	Масло турбинное 46
		13636	200×420×138	180Н	420	0,07—0,10	То же
ВЦЗ-32 и ВЦ-32	Шариковый радиально-упорный сдвоенный	В266340Л1	—	200Т	480А ₃	—	»
	Роликовый радиальный	32340	200×420×80	200Т	480А ₃	0,04—0,08	»
ВЦД-32М	Роликовый радиальный двухрядный сферический	1Н13636	200×420×138	180С ₃	420	0,17—0,23	»
ВЦД-40	То же	2Н3652	260×540×165	260Т	540 ^{+0,12} _{-0,07}	0,25—0,35	»
ВЦД-47		1Н3013176	380×600×148	380С ₃	600 ^{+0,12} _{-0,05}	0,21—0,34	»

Таблица 1.12

Вентиляторы	Величина зазора, мм	
	предельная по окружности	средняя
ВЦПД-8УМ	1—3	2
ВЦП-16	2—6	4
ВЦ-11	2—3	2,5
ВШЦ-16	2—6	4
ВЦД-16	2—6	4
ВЦ-25	3—9	6
ВЦ-32	3—7	5
ВЦЗ-32	3—7	5
ВЦД-32М	4,5—10,5	7,5
ВЦД-40	5—15	10
ВЦД-47	6—18	12

Разность углов установки лопаток направляющих аппаратов не должна превышать 2°. При большей разности этих углов усиливаются шум и вибрация, снижаются производительность и к. п. д. вентилятора, а у вентиляторов двустороннего всасывания возникает осевое

усилие, приводящее к ускоренному износу подшипников главного вала. Лопатки направляющего аппарата должны быть установлены так, чтобы при углах их установки от 0 до 60° поток, проходя через аппарат, закручивался в сторону вращения рабочего колеса.

При необходимости достижения максимальной производительности вентилятора лопатки направляющего аппарата могут быть установлены на отрицательные углы (до —20°), при которых поток воздуха закручивается против направления вращения рабочего колеса. Однако при этом увеличиваются потребляемая мощность и шум. При больших отрицательных углах установки лопаток может произойти опасная перегрузка электродвигателя.

Для определения качества монтажа осевых вентиляторов необходимо проверить: состояние подшипников главного вала и их вибрацию, зазор между лопатками рабочего колеса и кожухом, состояние лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов, надежность крепления лопаток к втулке и углы их установки, возможность поворота лопаток направляющих аппаратов и углы их установки, работу системы смазки и контроля температуры подшипников, состояние муфт и приводов направ-

Таблица 1.13

Вентиляторы	Подшипник			Диаметр вала, мм	Диаметр отверстия корпуса, мм	Радиальный зазор в подшипнике, мм	Рекомендуемая смазка
		номер	основные размеры, мм				
ВОД-11	Роликовый радиальный двухрядный сферический	3616	80×170×58	80Т	170А _з	0,04—0,05	Консистентная 1/13
ВОД-16	То же	3624	120×260×86	120Т	260А _з	0,04—0,07	То же
ВОД-21	»	3624	120×260×86	120Н	260А _з	0,04—0,07	
ВОД-30	Шариковый радиально-упорный	346322Л1	110×240×50	110Н	—	—	
	Роликовый радиальный	32340	200×420×80	200Н	420А _з	0,04—0,12	Масло индустриальное И20А (зимой)
ВОД-40	Шариковый радиально-упорный	346340Л1	200×420×80	200Н	—	—	Масло индустриальное И30А или И45А (летом)
	Роликовый радиальный	1032752	260×440×82	260Т	440А	0,06—0,17	То же
ВОД-50	Шариковый радиально-упорный строенный	656340Л11	200×420×240	200Т	—	—	
	Роликовый радиальный	2032172	360×540×106	360Т	540А	0,25—0,35	
	Шариковый подшипник радиально-упорный строенный	656340Л11	200×420×240	200Т	—	—	»

Таблица 1.14

Частота вращения вала, об/мин	Двойная амплитуда, мм			
	отличная	хорошая	удовлетворительная	плохая
300	0,00—0,06	0,06—0,11	0,11—0,16	Свыше 0,16
375	0,00—0,06	0,06—0,11	0,11—0,16	» 0,16
500	0,00—0,06	0,06—0,10	0,10—0,15	» 0,15
600	0,00—0,05	0,05—0,10	0,10—0,14	» 0,14
750	0,00—0,05	0,05—0,09	0,09—0,12	» 0,12
1000	0,00—0,04	0,04—0,07	0,07—0,10	» 0,10
1500	0,00—0,02	0,02—0,05	0,05—0,07	» 0,07
3000	0,00—0,02	0,02—0,04	0,04—0,06	» 0,06

ляющих аппаратов, центровку валов, качество сварных швов рабочих колес.

При осмотре подшипников главного вала необходимо проверить зазор между роликами и наружной обоймой, нормальная величина которого указана в табл. 1.13 [38]. В этой же таблице указаны марки рекомендуемых смазок.

В тех вентиляторах, в которых применяется принудительная система смазки, во избежание попадания в подшипники грязи и окалины перед заливкой масла необходимо промыть маслосистему. Для этого ее на 20—30 мин заполняют 20%-ным раствором соляной кислоты, после слива которой промывают поочередно 1%-ным раствором каустической соды, водой и маслом. После промывки в систему заливают смазочное масло.

Величина радиального зазора (в миллиметрах) между лопатками рабочего колеса и кожухом по оси лопаток должна составлять для вентиляторов:

вод-11	вод-16	вод-21	вод-30	вод-40	вод-50
1—3	1—4,5	1—6	2—9	2—12	3—15

При увеличении зазора снижаются развиваемые вентилятором давление и к. п. д.

Для обеспечения экономичной работы вентиляторов необходимо тщательно проверить углы установки лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов. Отклонение углов установки лопаток от заданных не должно превышать ±1°.

Таблица 1.15

Вид обслуживания	Периодичность	Продолжительность, ч	Время производства	Производитель
Сменный осмотр	Ежедневно	0,5	При приемке	Машинист или электрослесарь на автоматизированных установках
Суточный осмотр	Ежедневно	1,5	В дневную смену	Электрослесарь по ремонту
Ежемесячный осмотр	1 раз в месяц	До 24 (по 8 в сутки)	В период очередной остановки вентилятора для перевода в резерв	Электрослесарь по ремонту или бригада по осмотру и ремонту под руководством мастера или механика
Ежеквартальный осмотр	1 раз в квартал	До 32 (по 8 в сутки)	То же	
Текущий ремонт	По результатам осмотров в зависимости от состояния деталей и узлов	В пределах времени, выделенного на осмотр	Совмещается с осмотром	Электрослесарь по ремонту или бригада по осмотру и ремонту оборудования
Ревизия и наладка вентиляторной установки	Через каждые 12 мес	До 56 (для установки из двух вентиляторов)	Совмещается с квартальным осмотром	Наладочная бригада ЦЭММ и бригада по ремонту под руководством мастера или механика
Технические испытания и наладка	Через каждые 24 мес	До 80 (для установки из двух вентиляторов)	То же	Наладочная бригада специализированной организации и бригада по ремонту под руководством мастера или механика
Средний и капитальный ремонт	В зависимости от технического состояния оборудования	В зависимости от объема ремонтных работ	По годовому плану и оперативному графику	ЦЭММ, рудоремонтный завод

Работа вентиляторов сопровождается вибрациями подшипников, которые для надежной длительной эксплуатации не должны превышать норм, указанных в табл. 1.14 [78].

В процессе эксплуатации вентиляторные установки должны проходить осмотр, ревизию, ремонт и наладку в соответствии с табл. 1.15 [78].

Эксплуатация вентиляторов местного проветривания

Вентиляторы местного проветривания предназначены для эксплуатации в подземных условиях. Поэтому те образцы, которые по какой-либо причине не устанавливаются на рабочем месте, следует хранить в закрытых помещениях, где температура воздуха $-40^{\circ}\text{C} \leq t \leq 40^{\circ}\text{C}$, относительная влажность не более 80%, а агрессивные пары отсутствуют.

Погрузку и разгрузку крупных вентиляторов следует производить с помощью подъемно-транспортных средств, не допуская кантовки машины, ударов и других повреждений, которые могут привести к поломке корпуса венти-

лятора, кабельного ввода, заклиниванию колеса и т. д.

Перед спуском электрических осевых вентиляторов типа ВМ-М в первую очередь проверяются исправность кабельного ввода и правильность соединения обмоток двигателя для соответствующего напряжения 380 или 660 В. Затем определяется сопротивление изоляции обмотки статора по отношению к корпусу вентилятора, которая в холодном состоянии не должна быть менее 50 МОм. Если сопротивление окажется менее указанной величины, то делается проверка сопротивления в нагретом состоянии двигателя, для чего вентилятор должен проработать не менее 1 ч с закрытым всасывающим отверстием. Сопротивление изоляции при этом должно быть не менее 2 МОм. При сопротивлении изоляции обмотки в горячем состоянии менее 2 МОм двигатель необходимо просушить.

После тщательного осмотра, при котором проверяют легкость вращения ротора (вручную), отсутствие вмятин на корпусе в районе расположения колеса, возможность установки

лопатоk направляющего аппарата во всем диапазоне его регулирования, наличие смазки в подшипниках, вентилятор можно считать годным к эксплуатации.

После доставки вентилятора к месту установки необходимо произвести его внешний осмотр, убедиться в отсутствии вмятин на корпусе, проверить легкость вращения ротора и возможность перестановки лопаток направляющего аппарата.

В зависимости от местных условий вентилятор устанавливается на салазках или подвешивается. Подключение его к сети производится с помощью магнитного пускателя. Пуск вентилятора осуществляется при закрытом направляющем аппарате с медленным последующим переводом его в рабочее положение.

Для подшипников двигателя рекомендуется консистентная смазка ЦИАТИМ-203 (ГОСТ 8773—73) или 1—13 (ГОСТ 1631—61). Первая из них должна заменяться через 3000, вторая — через 1 500 ч работы.

Сборку вентиляционного става следует начинать в направлении от вентилятора. Причем повороты воздуховода осуществлять под небольшими углами, плавно. В случае необходимости резкого поворота следует применять специальные колена. При сборке нужно хорошо натягивать трубы, не допуская складок и изломов на их стенках. Трубопровод должен быть подвешен за крючки к тросу или к проволоке диаметром 5—6 мм. Укладывать трубопровод на почву запрещается.

Для устранения больших утечек воздуха необходимо обращать внимание на тщательность и правильность соединения стыков отдельных его звеньев, производить ежедневные осмотры состояния вентиляционного става, вовремя устранять порывы трубопровода, заменять испорченные звенья. Особое внимание следует обращать на ту часть воздуховода, которая расположена непосредственно у вентилятора (первые 100—200 м).

Профилактический осмотр и ревизия вентилятора производятся не реже одного раза в шесть месяцев. При этом тщательно осматривают кабельный ввод, электродвигатель, подшипники качения, рабочее колесо, направляющий аппарат. Запрещается захламлять место всаса вентилятора, вешать на всас посторонние предметы, которые могут попасть в вентилятор и вывести его из строя. Категорически запрещается работа вентилятора без оградительной решетки на всасе.

Осевой пневматический вентилятор перед спуском под землю подвергается тщательному осмотру (особое внимание обращается на со-

стояние рабочего колеса и лопаток турбинного привода), проверяются легкость вращения ротора и отсутствие задевания рабочего колеса с лопатками турбинного привода о корпус вентилятора или корпус сопла.

При проветривании тупиковых подготовительных выработок режим работы вентилятора изменяется в зависимости от потребного расхода воздуха. Характерными режимами проветривания являются: длительный — в условиях нормального выделения метана, кратковременный — после проведения взрывных работ. В отличие от электрических машин, где регулирование вентилятора осуществляется путем поворота лопаток направляющего аппарата, изменение производительности пневматических машин достигается с помощью соплового регулирования перекрытием части каналов сопла.

Для подшипников качения пневматических вентиляторов применяются те же смазочные материалы, что и для электрических машин, однако периодичность смазки здесь иная: в случае использования жировой смазки 1—13 (ГОСТ 1631—61) — через 1000 ч работы, в случае применения ЦИАТИМ-203 (ГОСТ 8773—73) — через 1500 ч.

Для снижения шума, создаваемого осевыми вентиляторами местного проветривания, до санитарных норм необходимо применять глушители шума, одна секция которых устанавливается на входе вентилятора, а другая — на его выходе. Внутренний диаметр глушителя должен соответствовать внутреннему диаметру вентилятора и трубопровода.

Значительная запыленность шахтного воздуха, а также сравнительно высокие скорости его движения в трубопроводе являются источниками статического электричества, которое, накапливаясь, может порождать разряды большой энергии, способные вызвать взрыв метана. Для предотвращения этого явления вентиляционные трубы и их отдельные элементы должны быть тщательно заземлены, в связи с чем подвеску гибкого трубопровода следует выполнять с помощью оголенных проводов и металлического троса, проложенного по кровле выработки и заземленного на двух концах. Одиночные металлические детали (колена, тройники, патрубки) также должны иметь заземление.

При подключении вентилятора к пускателю должно быть осуществлено заземление корпуса вентилятора. Осмотр, проверка и измерение электрического сопротивления заземления выполняются в соответствии с требованиями Правил безопасности [63].

Поскольку центробежный вентилятор ВЦ-7 предназначен для подземной работы и имеет электропривод, то основные требования к его транспортировке, разгрузке, хранению, проверке работоспособности, установке и подключению в основном совпадают с аналогичными требованиями для осевых электрических вентиляторов местного проветривания, хотя имеют свои особенности. Из-за отсутствия направляющего аппарата запуск вентилятора ВЦ-7 необходимо производить двумя-тремя следующими один за другим кратковременными включениями с тем, чтобы обеспечить постепенное нарастание давления, развиваемого вентилятором, и плавное заполнение воздухом гибкого вентиляционного трубопровода.

Если при эксплуатации вентилятора ВЦ-7 с гибкими трубами диаметром 0,5; 0,6; 0,7; 0,8 м ожидается, что давление соответственно превысит 700, 500, 450, 350 кгс/м², то для первых от вентилятора 200 м воздуховода следует применять металлические трубы или переходить на трубопровод следующего диаметра.

Регулирование вентилятора осуществляется с помощью поворота закрылков лопаток рабочего колеса. Определение угла установки закрылков производится с помощью аэродинамической характеристики вентилятора и характеристики сети (с учетом утечек).

При эксплуатации вентилятора запрещается замена самостопорящегося болта 1 (см. рис. 1.78), служащего для крепления стопорной планки закрылка, обычным болтом, так как это может привести к его самопроизвольному отвинчиванию. При перестановке стопорной планки не следует полностью выкручивать самостопорящийся болт во избежание попадания его в полость кольцевого корпуса.

Хотя конструкция механизма перестановки закрылков, примененная в вентиляторе ВЦ-7, полностью устраняет возможность разбалансировки последнего вследствие неодинаковости углов поворота различных закрылков, однако из-за нарушения симметрии работы межлопаточных каналов сильно снижается к. п. д. вентилятора и может возникнуть вибрация.

В случае попадания какого-либо постороннего предмета в полость кольцевого корпуса, его необходимо извлечь и только после этого

произвести запуск вентилятора. При появлении вибрации и стука следует немедленно остановить вентилятор и устранить их причину. Стук и вибрация могут возникать из-за большого износа обшивок лопаток и закрылков, поломки механизма перестановки закрылков, износа подшипников двигателя, неравномерного налипания пыли на поверхности проточной части колеса, ослабления крепления фланца электродвигателя и его консольной части.

Технические осмотры вентилятора производятся не реже одного раза в два месяца. При этом необходимо проверять затяжку всех болтовых соединений, особенно в местах взрывозащиты, надежность фиксации закрылков, а также производить осмотр закрылков и лопаток рабочего колеса, очищая их от грязи и пыли. Осмотр лопаток производится через всасывающее отверстие вентилятора при снятой защитной решетке. Одновременно с этим проверяют состояние контактов во входной коробке, подтяжку которых необходимо производить не реже одного раза в месяц.

Пополнение смазки в подшипниках электродвигателя должно производиться не реже одного раза в три месяца. При этом расход смазки ЦИАТИМ-203 (ГОСТ 8773—73) составляет 60 г для подшипника со стороны колеса и 100 г для подшипника со стороны глухой крышки. Масленка первого из них находится в торце вала, а второго — вынесена на корпус вентилятора.

Профилактические ремонты производятся не реже одного раза в год с разборкой вентилятора и электродвигателя в мастерских шахты. При этом производится осмотр лопаток и закрылков, а при сильном их износе — замена рабочего колеса, после чего проверяется вибрация корпуса вентилятора. Если амплитуда последней превышает 10 мкм, то необходимо производить динамическую балансировку колеса (силами специализированного наладочного управления). Кроме того, осуществляются внутренняя чистка электродвигателя, полная замена смазки в подшипниках с промывкой их керосином, проверка сопротивления изоляции и заземления. Расход смазки при полной замене составляет 120 г для подшипника со стороны колеса и 180 г для подшипника со стороны глухой крышки.

Глава 2

ВОДООТЛИВНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 1. Назначение, основные параметры и расчет водоотливных установок

Шахтные водоотливные установки служат для откачки воды из горных выработок. По назначению они разделяются на главные и вспомогательные (участковые) установки. Главные водоотливные установки предназначены для выдачи воды из шахты на поверхность, а вспомо-

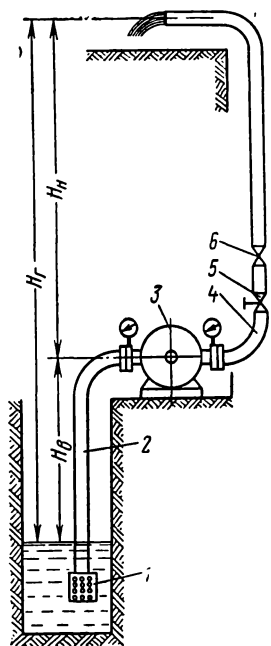


Рис. 2.1. Гидравлическая часть водоотливной установки

вспомогательные подают воду из отдельных участков шахты к водосборникам главного водоотлива.

Схема гидравлической части водоотливной установки, применительно к одному насосу, представлена на рис. 2.1.

Основным элементом такой установки является насос 3 с присоединенными к нему подводящим 2 и напорным 4 трубопроводами. В начале подводящего трубопровода установлен приемный клапан 1, а на напорном трубопроводе — задвижка 5 и обратный клапан 6. Для контроля работы гидравлической части установка оборудуется вакуумметром, уста-

новленным на входном патрубке насоса, манометром — на напорном патрубке и расходомером.

Расходомер, в зависимости от его типа, может устанавливаться как на подводящем, так и на напорном трубопроводе насоса.

Расстояние по вертикали от нижнего уровня воды в водосборнике или приемном колодце до оси насоса называется геометрической высотой всасывания $H_{вс}$. Расстояние по вертикали от оси насоса до центра тяжести выходного сечения напорного трубопровода (при свободном сливе воды) называется геометрической высотой нагнетания H_n . Сумма геометрической высоты всасывания и геометрической высоты нагнетания определяет геометрический напор насосной установки H_g , который по существу является полной геометрической высотой водоподъема.

Основные параметры насосов, по которым производится их выбор для условий конкретной технологической схемы водоотлива, таковы:

подача насоса Q — отношение объема подаваемой жидкости ко времени;

напор насоса H — удельная энергия, сообщаемая насосом жидкости; выражается обычно в метрах столба перекачиваемой жидкости;

напор при нулевой подаче насоса H_0 — напор насоса при закрытой задвижке, помещенной у напорного патрубка насоса;

вакуумметрическая высота всасывания H_v — высота всасывания, определяемая по вакуумметру;

допускаемая вакуумметрическая высота всасывания $H_v^{доп}$ — вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей;

мощность насоса N — мощность, потребляемая насосом;

полезная мощность насоса N_n — мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкости;

к. п. д. насоса η — отношение полезной мощности к мощности насоса;

характеристика насоса — графическая зависимость основных технических показателей от

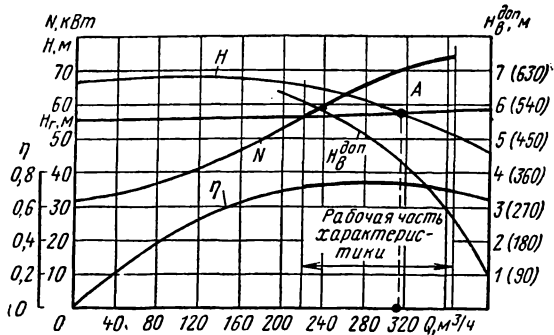


Рис. 2.2. Характеристики насоса ЦНС 300-600 (8МС-7)

подачи при постоянной скорости вращения, вязкости и плотности жидкости.

Характеристика насоса, полученная на основе испытаний, называется индивидуальной характеристикой. Обычно по оси абсцисс принято откладывать подачу, а по оси ординат — остальные величины: напор, к. п. д., мощность, допустимую вакуумметрическую высоту всасывания. Для многоступенчатых секционных насосов принято на характеристике напор и мощность давать из расчета на одно рабочее колесо. Часто здесь же указывается зона, в пределах которой рекомендуется эксплуатация насоса. Эта зона называется рабочей частью характеристики.

На рис. 2.2 в качестве примера приведена характеристика шахтного секционного насоса

ЦНС300-600 (8МС-7) в расчете на одно рабочее колесо.

В последнее время для отображения зависимости напора насоса от его подачи пользуются аналитическими уравнениями вида

$$H = z (H_0 + A Q - B Q^2),$$

где H_0 , A , B — постоянные коэффициенты, зависящие от типа насоса и принятых размерностей для Q и H ; z — число рабочих колес.

Это уравнение является эмпирическим, и его коэффициенты определяются в результате математической обработки характеристик насосов, полученных опытным путем. Точность представления характеристик насосов с помощью уравнений вполне достаточна для практических расчетов. Удобство отображения характеристики насосов с помощью уравнений заключается в следующем:

представляется возможным использование ЭВМ для проведения эксплуатационных расчетов и выбора оптимальных вариантов водоотлива при проектировании;

исключается возможность накопления погрешности при многократном перечерчивании характеристик, при изменении их масштаба и т. п.

данные о большом количестве насосов могут быть представлены в виде компактной таблицы коэффициентов уравнений.

В табл. 2.1 приведены значения коэффициентов уравнений напорных характеристик

Таблица 2.1

Насосы	Величина показателя					
	Q_H	H_H	η_H	H_0	A^*	B^{**}
ЦНС 38-44...220 (3МС-10)	38	22	0,69	28,1	98,3	6800
ЦНС 38-50...250 (5МС-6)	38	25	0,50	26,5	155	6870
ЦНС 60-192...330 (4МС-10)	60	33	0,70	39,6	51	2740
4МСК-10	60	33	0,70	40,8	29,9	2820
ЦНС 105-98...490 (5МС-10)	105	49	0,68	53,9	164	2020
ЦНС 180-85...425 (6МС-7)	180	42,5	0,70	47,4	63,3	535
ЦНС 180-476...680 (6МС-10)	180	68	0,72	82,0	79,4	954
ЦНС 300-120...600 (8МС-7)	300	60	0,71	66,9	40,1	221
ЦНС 300-700...1000 (8МС-10)	300	100	0,78	117,7	61,2	471
ЦНСК 500-160...800	500	80	0,73	85,8	61,4	128
12МС-7	800	125	0,73	124,8	53,8	76,9

* Величину умножить на 10^{-3}

** Величину умножить на 10^{-4}

современных шахтных насосов (с индексом «н» — номинальные величины).

Характеристика трубопровода — зависимость напора, расходуемого на перемещение единицы жидкости в трубопроводе от расхода в нем, т. е.

$$H = H_p + aQ^2,$$

где a — сопротивление трубопровода, зависящее от диаметра и длины подводящего и напорного трубопроводов, а также от диаметра, количества и типа трубопроводной арматуры.

Графически характеристика трубопровода представляет собой правую ветвь параболы с вершиной на оси ординат, расположенной на высоте H_p . Для определения рабочего режима насоса необходимо на его характеристику нанести характеристику трубопровода. Точка их пересечения будет определять рабочий режим насоса. При аналитическом определении рабочего режима насоса необходимо совместное решение уравнения напорной кривой и уравнения характеристики трубопровода.

Расчет и выбор основного оборудования водоотливной установки

1. Для расчета водоотливной установки необходимы следующие исходные данные:

величина нормального $Q_{\text{нр}}$ и максимального (весеннего) притока $Q_{\text{нр max}}$ воды;

геометрический напор насосной установки, т. е. полная высота водоподъема по вертикали H_p ;

физико-химическая характеристика воды, которая используется для правильного выбора оборудования.

Исходя из условий принятых схем вскрытия и околоствольного двора, намечается место расположения насосной камеры и водосборников, определяется место слива воды на поверхности. Это позволяет запроектировать гидравлическую схему, установить геометрическую высоту всасывания и нагнетания, длину подводящего и напорного трубопроводов, определить количество и перечень трубопроводной арматуры.

При выполнении этой позиции и в дальнейшем необходимо пользоваться существующими ПБ, типовыми проектами водоотливных установок, разработанными Южгипрошахтом, СН и другими инструкторивными материалами.

2. Минимальная подача насоса определяется, исходя из условия, что один насос должен откачивать нормальный суточный приток не более чем за 16 ч, т. е.

$$Q_{\text{min}} = \frac{24Q_{\text{нр}}}{16}.$$

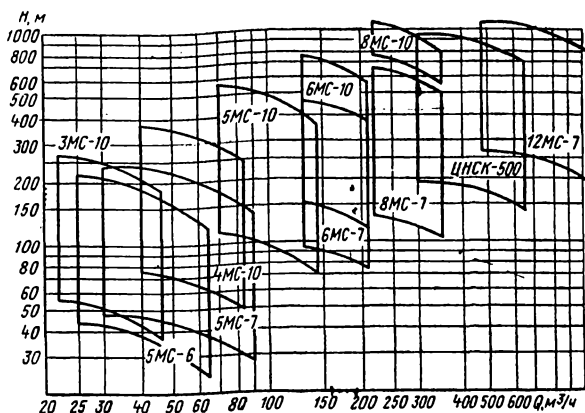


Рис. 2.3. Рабочие зоны характеристик основных шахтных насосов

3. Необходимый ориентировочный напор насоса для водоотливных установок с расположением напорных трубопроводов в вертикальных стволах может быть определен по формуле

$$H' = \frac{H_p}{\eta_{\text{тр}}},$$

где $\eta_{\text{тр}}$ — к. п. д. трубопровода, принимаемый обычно равным 0,9—0,95.

4. Для определения типа насоса необходимо на сводный график рабочих зон характеристик насосов (рис. 2.3) нанести точку с координатами Q_{min} , H' . Если точка попадает в рабочую зону нескольких насосов, то выбор окончательного варианта будет зависеть от результатов технико-экономического сравнения. При окончательном выборе типа насоса надо учитывать физико-химическую характеристику шахтной воды (содержание и крупность взвешенных частиц, кислотность).

В случае, если требуемый напор не может быть обеспечен насосом данной подачи, необходимо рассмотреть следующие варианты:

применение насоса с большими подачей и напором;

применение ступенчатого водоотлива с последовательным включением насосов, расположенных на разных горизонтах;

применение ступенчатого водоотлива с водосборником на промежуточном горизонте.

Если необходимая подача превышает максимальную для насоса, который подходит по напору, следует рассмотреть вариант применения параллельной работы насосов на один трубопровод.

Окончательный вариант определяется технико-экономическим сравнением.

5. После того как выбран тип насоса, необходимо обратиться к его характеристике и определить подачу Q и напор на одно колесо H_k в оптимальном режиме (при максимальном к. п. д.) и напор на одно колесо при закрытой задвижке $H_{к0}$.

6. Число рабочих колес насоса определяется по формуле

$$z = \frac{H'}{H_k}$$

и округляется до ближайшего целого числа.

7. Напор насоса при закрытой задвижке может быть подсчитан по формуле

$$H_0 = H_{к0} z.$$

8. Выбранный насос проверяется на наличие рабочего режима и устойчивость. При этом необходимо соблюдать условие

$$H_r \leq 0,95 H_0.$$

Если это условие не соблюдается, надо увеличивать число рабочих колес.

9. Определяется оптимальный диаметр напорного трубопровода по формуле

$$d = 0,1 \sqrt[6,3]{\frac{0,1246 a_3 (1 + \varepsilon) Q_{np} Q^2}{n k'_{тр} \eta_{уст}}},$$

где a_3 — стоимость 1 кВт·ч электроэнергии;

$\varepsilon = \frac{l_{экв}}{l_n}$ — коэффициент эквивалентной длины. Здесь $l_{экв}$ определяется только с учетом местных сопротивлений трубопровода, проложенного в наклонном ходке, стволе шахты и на поверхности (колена, опорные стулья, компенсаторы, фланцевые соединения); l_n — длина напорного трубопровода. Обычно можно принимать $\varepsilon = 0,1$; n — число трубопроводов, включая резервный. При одном трубопроводе рабочем и одном резервном $n = 2$. Если принята схема с тремя трубопроводами (двумя рабочими и одним резервным), то $n = 1,5$, а подачу и приток надо брать в два раза меньше. В любом случае на каждый рабочий трубопровод надо прибавлять долю резервного, а подачу и

приток уменьшать пропорционально числу рабочих трубопроводов; $k'_{тр}$ — коэффициент, зависящий от принятого рабочего давления и марки стали трубопровода (табл. 2.2); $\eta_{уст} = \eta_n \eta_{дв} \eta_c$ — к. п. д. установки, где, в свою очередь, η_n , $\eta_{дв}$, η_c — к. п. д. насоса, двигателя и сети.

Полученное по формуле значение диаметра округляется до ближайшего значения по ГОСТ 8732—70 «Трубы стальные бесшовные горячекатаные». Следует иметь в виду, что диаметр труб и арматуры в пределах насосной камеры может отличаться от диаметра труб и арматуры, располагаемых в наклонном ходке, стволе шахты и на поверхности. Например, для насосов 8МС-7 и 8МС-10 задвижки, обратные клапаны, разводка труб в насосной камере имеют диаметр условного прохода 200 мм, а напорный трубопровод, как правило, выполняется из труб диаметром 250 мм.

Диаметр подводящего трубопровода выбирают из расчета, чтобы скорость в нем не превышала 0,9—1,0 м/с. Обычно диаметр подводящего трубопровода берут на 25—50 мм больше напорного. Во всех случаях диаметр подводящего трубопровода не должен быть меньше диаметра подводящего патрубка насоса.

Если гидравлическая схема водоотлива содержит подкачивающий насос, то подводящий и напорный трубопроводы можно брать одинакового диаметра.

10. Составляется уравнение характеристики трубопровода

$$H = H_r + aQ^2.$$

Для получения правильного результата необходимо гидравлическую схему разбить на три участка, отличающихся или могущих отличаться по диаметру трубопровода и арматуры (рис. 2.4): I — подводящий трубопровод и его арматура; II — трубопровод в насосной камере и его арматура; III — напорный трубопровод и его арматура.

Для каждого участка надо определить сумму коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$ и расчетную длину трубопровода l_p . Расчетная схема составляется для наиболее удаленного насоса (см. рис. 2.4). Значения коэффициентов местных сопротивлений следует определять по табл. 2.3

Если фактический диаметр выбранного для каждого участка трубопровода совпадает с диаметром условного прохода, по которому ведется расчет, тогда расчетная длина получится простым суммированием отдельных кусков трубопровода на данном участке, т. е. строительная длина совпадает с расчетной $l_c = l_p$.

Таблица 2.2

Рабочее давление $P_{раб}$, кгс/см ²	Коэффициент $k'_{тр}$ для трубопровода из стали			
	Ст. 3	Ст. 4	Ст. 5	Ст. 6
40	99	—	—	—
64	149	137	129	129
100	211	206	185	174
160	285	272	246	229

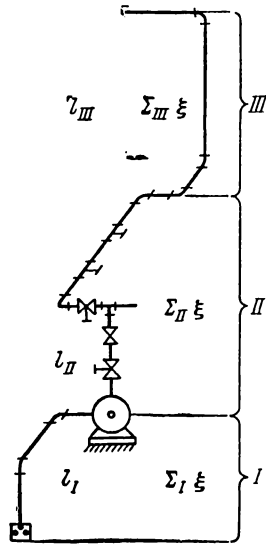


Рис. 2.4. Расчетная схема трубопровода

В тех случаях, когда фактический диаметр трубопровода отличается от расчетного, необходимо вводить поправку на это несоответствие. Поправку удобнее вводить на длину по формуле

$$l_p = kl_c; \quad k = 1 - 5,3 \frac{\Delta d}{d_y}; \quad \Delta d = d_\phi - d_y,$$

где d_y — диаметр условного прохода; d_ϕ — фактический внутренний диаметр трубопровода.

Если $d_\phi < d$, то $k > 1$, если $d_\phi > d$, то $k < 1$. Например, $d_y = 100$ мм, $d_\phi = 104$ мм, тогда $\Delta d = 4$ мм;

$$k = 1 - 5,3 \frac{4}{100} \cong 0,79.$$

В этом случае расчетная длина будет составлять 79% от фактической. Если $d_y = 100$ мм, $d_\phi = 97$ мм, то $\Delta d = -3$ мм;

$$k = 1 + 5,3 \frac{3}{100} \cong 1,16,$$

т. е. расчетная длина будет составлять 116% от фактической. Поправку на несоответствие диаметров нельзя игнорировать при расчете, в противном случае возможны большие ошибки при определении потерь напора.

Общее сопротивление трубопровода по принятой расчетной схеме состоит из трех частей:

$$a = a_1 + a_2 + a_3.$$

Сопротивление трубопровода на каждом участке наиболее просто может быть определено по удельным гидравлическим сопротивлениям, а именно (пример записи для I участка по рис. 2.4):

$$a_1 = A_{дл1} l_{p1} + A_{м1} \sum_1 \xi,$$

Таблица 2.3

Аппаратура	Диаметр условного прохода d_y , мм	Коэффициент местного сопротивления ξ
Задвижка клиновья фланцевая с выдвижным шпинделем	80—400	0,26
Клапан обратный поворотный фланцевый	80—400	10
Клапан приемный с сеткой	100	7,0
	150	6,0
	200	5,2
	250	4,5
	300	3,7
Тройник равнопроходный	80—300	1,5
Колено сварное составное (90° с закруглением)	80—300	0,6
Диффузор	$d_1/d_2 = (0,5 \div 0,8)$	0,25
Конфузор	$d_1/d_2 = (1,2 \div 1,65)$	0,1

где $A_{дл1}$ — удельное сопротивление по длине; $A_{м1}$ — удельное сопротивление местное; $\sum_1 \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений фасонных частей, арматуры, задвижек и т. п. на данном участке одного диаметра.

Сопротивление трубопровода на других участках определяется аналогичным образом.

Значения удельных сопротивлений для наиболее распространенных диаметров условного прохода, приведенные в табл. 2.4, подсчитаны по формулам:

$$A_{дл} = \frac{8\lambda}{3600^2 \pi^2 g d^5}; \quad A_m = \frac{8}{3600^2 \pi^2 g d^4}.$$

Значение коэффициента гидравлического трения было принято по формуле проф. Шевелева для труб, бывших некоторое время в эксплуатации,

$$\lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}}.$$

Окончательно характеристика трубопровода в общем виде может быть представлена формулой

$$H = H_r + (A_{дл1} l_{p1} + A_{дл2} l_{p2} + A_{дл3} l_{p3} + A_{м2} \sum_2 \xi + A_{м3} \sum_3 \xi) Q^2.$$

11. Графически находится рабочий режим насоса ($Q_{раб}$, $H_{раб}$, $\eta_{раб}$) для чего, задаваясь различными значениями расхода в уравнении характеристики трубопровода, находят соответствующие значения H . На характеристике

Таблица 2.4

d_y , мм	λ	$A_{дл}^*$, ч ² /м ⁶	A_M^* , ч ² /м ⁶
50	0,051586	1052,4	1020,1
75	0,045677	122,72	201,50
100	0,041900	26,714	63,755
125	0,039187	8,1868	26,114
150	0,037102	3,1150	12,594
175	0,035425	1,3760	6,7977
200	0,034034	0,67807	3,9847
225	0,032852	0,36321	2,4876
250	0,031830	0,20780	1,6321
275	0,030933	0,12539	1,11477
300	0,030360	0,079066	0,78710
325	0,029421	0,051730	0,57145
350	0,028774	0,034930	0,42486
375	0,028184	0,024230	0,32239
400	0,027644	0,017211	0,24904
425	0,027146	0,012481	0,19541
450	0,026684	0,004220	0,15548
475	0,026255	0,006923	0,12524
500	0,025854	0,005275	0,10201

* Величину умножить на 10^{-6} .

насоса по этим данным строится характеристика трубопровода. Точка пересечения напорных характеристик насоса и трубопровода определяет рабочий режим. При этом следует соблюдать одинаковый масштаб для обеих характеристик и, кроме того, необходимо, чтобы $Q_{раб}$ находилась в пределах рабочей зоны насоса.

12. Проверяется установка на допустимую высоту всасывания, для чего подсчитывается по формуле

$$H_v = H_{вс} + (A_{дл} l_{р1} + A_M \sum \xi + 1) Q^2.$$

По характеристике насоса определяется допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_v^{доп}$ при $Q_{раб}$. Для избежания кавитации необходимо обеспечить условие

$$H_v < H_v^{доп}.$$

Если последнее условие не выполняется, то необходимо (если допускает компоновка агрегатов) уменьшить геометрическую высоту всасывания, можно также увеличить диаметр подводящего трубопровода (в этом случае уменьшаются $A_{дл}$ и A_M). В некоторых случаях при малой $H_v^{доп}$ рекомендуется применение подкачивающих насосов.

13. Определяется необходимая мощность двигателя

$$N_{дв} = 1,1 \frac{\gamma Q_{раб} H_{раб}}{3600 \cdot 102 \eta_{раб}}, \text{ кВт.}$$

По мощности и скорости вращения, указываемой на характеристике насоса, выбирают электродвигатель.

14. Определяется время работы агрегатов в сутки при откачке нормального и максимального притоков:

$$T_n = \frac{24 Q_{пр}}{Q_{раб}}; \quad T_m = \frac{24 Q_{пр \max}}{Q_{раб}}.$$

15. Находится годовой расход электроэнергии на водоотлив

$$E = 1,05 \frac{\gamma Q_{раб} H_{раб}}{3600 \cdot 102 \eta_{раб} \eta_{дв} \eta_c} \times \\ \times (305 T_n + 60 T_m), \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

16. Определяется расход электроэнергии на 1 м³ откачанной воды

$$e = \frac{1,05 \gamma H_{раб}}{3600 \cdot 102 \eta_{раб} \eta_{дв} \eta_c}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3.$$

Пример расчета водоотливной установки

- Исходные данные для расчета:
притоки — нормальный $Q = 200$ м³/ч и максимальный $Q_{пр.м} = 350$ м³/ч;
геометрический напор $H = 500$ м;
вода — нейтральная;
гидравлическая схема (см. рис. 2.4).
- Минимальная подача насоса

$$Q_{\min} = \frac{24 Q_{пр}}{16} = \frac{24 \cdot 200}{16} = 300 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

- Ориентировочный напор насоса (принимая $\eta_{тр} = 0,95$)

$$H' = \frac{500}{0,95} = 526 \text{ м.}$$

- Для определения типа насоса на графики (см. рис. 2.3) наносим точку с координатами $Q_{\min} = 300$ м³/ч и $H' = 526$ м. Эта точка попадает в рабочую зону двух насосов — 8МС-7 и ЦНСК-500. Для данных условий больше подходит насос 8МС-7.

- По индивидуальной характеристике насоса 8МС-7 (см. рис. 2.2) определяем его основные параметры

$$Q_n = 300 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad H_k = 60 \text{ м}; \quad H_{ко} = 67 \text{ м}; \quad \eta_n = 0,72.$$

- Число рабочих колес насос

$$z = \frac{H}{H_k} = \frac{526}{60} = 8,8.$$

- Принимаем насос с девятью рабочими колесами, т. е. $z = 9$.

- Напор насоса при нулевой подаче

$$H_0 = z H_{ок} = 9 \cdot 67 = 603 \text{ м.}$$

- Проверяем выбранный насос на наличие рабочего режима и устойчивость, т. е. на соблюдение условий $H_r <$

$\leq 0,95 H_0$; так как $0,95 H_0 = 570$ и $500 \text{ м} \leq 570 \text{ м}$, то рабочий режим будет устойчивым.

9. Оптимальный диаметр напорного трубопровода

$$d = 0,1 \sqrt[6,3]{\frac{0,1246 a_3 (1 + \varepsilon) Q_{\text{пр}} Q_{\text{н}}^3}{n k'_{\text{тр}} \eta_{\text{уст}}}}$$

Принимаем следующие данные для расчета:

$a_3 = 0,0068$ руб./кВт·ч — согласно существующему тарифу в данном случае для системы «Донбасс-энерго»;

$\varepsilon = 0,1$ по ранее приведенной рекомендации;

$n = 2$ — для типовой схемы Южгипрошахта: три насоса, два трубопровода;

$k_{\text{тр}} = 149$ — по табл. 2.2 для трубопровода из стали Ст.3 на рабочее давление 64 кгс/см²;

$\eta_{\text{н}} = 0,72$ — по индивидуальной характеристике;

$\eta_{\text{дв}} = 0,9$ — средний для двигателей данного диапазона мощностей;

$\eta_0 = 0,95$ — для сети средних параметров;

$\eta_{\text{уст}} = 0,72 \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 0,615$,

тогда

$$d = 0,1 \sqrt[6,3]{\frac{0,1246 \cdot 0,0068 (1 + 0,1) 200 \cdot 300^3}{2 \cdot 149 \cdot 0,615}} = 0,205 \text{ м.}$$

Учитывая прибавку на зарастание и проведя дополнительный прочностной расчет по существующим нормам (ГОСТ 8732—70), выбираем нагнетательный трубопровод со следующими параметрами: диаметр условного прохода $d_y = 250$ мм, фактический внутренний диаметр $d_{\text{ф}} = 257$ мм, толщина стенки $S = 8$ мм.

Трубный коллектор и арматура внутри камеры принимается с диаметром условного прохода $d_y = 200$ мм, подводящий трубопровод — с $d_y = 300$ мм.

10. Составляем характеристику трубопровода согласно расчетной схеме (см. рис. 2.4).

I участок. Диаметр условного прохода $d_y = 300$ мм, Строительная длина трубопровода $l_{\text{с1}} = 18$ м. Ввиду небольшой длины подводящего трубопровода поправка на несоответствие фактического диаметра условному проходу не производится.

Местные сопротивления по схеме и табл. 2.3 коэффициентов местных сопротивлений будут: клапан приемный с сеткой — 3,7; колено с закруглением — $0,6 \times 2 = 1,2$; переход (конфузор) 300/200 — 0,1. Откуда $\sum i \xi = 5$.

Сопротивление I участка трубопровода

$$a_1 = A_{\text{дл}} l'_{\text{с1}} + A_{\text{м1}} \sum i \xi = (0,079066 \cdot 18 + 0,7871 \cdot 5) 10^{-6} = 5,348 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^2/\text{м}^5,$$

причем значения $A_{\text{дл1}}$ и $A_{\text{м1}}$ взяты по табл. 2.4.

II участок. Диаметр условного прохода $d_y = 200$ мм. Строительная длина прямых участков $l_{\text{с2}} = 15$ м. Ввиду малой длины трубопровода поправка на несоответствие фактического диаметра условному проходу не производится.

Коэффициенты местного сопротивления по указанной схеме и табл. 2.3 будут: вставка (конфузор) $d = 200$ мм — 0,1; задвижка клиновая $d = 200$ мм — $2 \times 0,26 = 0,52$; клапан обратный поворотный — 10,8; тройник равнопроходный — $3 \times 1,5 = 4,5$, откуда $\sum i \xi = 15,92$.

Сопротивление II участка трубопровода

$$a_2 = A_{\text{дл}} l'_{\text{с2}} + A_{\text{м2}} \sum i \xi_2 = (0,67087 \cdot 15 + 3,9847 \cdot 15,92) 10^{-6} = 73,61 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^2/\text{м}^5.$$

III участок. Диаметр условного прохода $d_y = 250$ мм, фактический диаметр $d_{\text{ф}} = 257$ мм, строительная длина трубопровода $l_{\text{с3}} = 520$ м.

Поправка на несоответствие фактического диаметра трубопровода условному проходу:

$$\Delta d = d_{\text{ф}} - d_y = 257 - 250 = 7 \text{ мм};$$

$$l_{\text{р3}} = k l_{\text{с3}} = \left(1 - 5,3 \frac{7}{250}\right) 520 = 443 \text{ м.}$$

Сопротивление III участка трубопровода с учетом прибавки 10% на местные сопротивления

$$a_3 = 1,1 A_{\text{дл}} l'_{\text{р3}} = 1,1 \cdot 0,2078 \cdot 443 \cdot 10^{-6} = 101,50 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^2/\text{м}^5.$$

Суммарное сопротивление трубопровода

$$a = a_1 + a_2 + a_3 = (5,348 + 73,61 + 101,50) 10^{-6} = 0,000181 \text{ ч}^2/\text{м}^2.$$

Характеристика трубопровода $H = H_r + a Q^2 H = 500 + 0,000181 Q^2$.

Задаваясь различными значениями Q , составляем ряд параметров построения характеристики трубопровода:

Q	0	40	80	120	160	200
Q^2	0	1 600	6 400	14 400	25 600	40 000
$a Q^2$	0	0,3	1,2	2,6	4,6	7,2
H	500	500,3	500,2	502,6	504,6	507,2

Q	240	280	320	360	400
Q^2	57 600	78 400	102 400	129 600	160 000
$a Q^2$	10,4	14,2	18,5	23,4	28,9
H	510,4	514,2	518,5	523,4	528,9

11. Затем на характеристику насоса (см. рис. 2.2) наносим характеристику трубопровода. Чтобы не перечерчивать характеристику насоса для девяти рабочих колес, в скобках проставлен новый масштаб для кривой напора. Можно поступить иначе: данные последней колонки разделить на девять и наносить на индивидуальную характеристику насоса. Точка пересечения характеристики трубопровода с характеристикой насоса A определяет рабочий режим насоса.

Получены следующие данные: $Q_{\text{р}} = 318 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H_{\text{р}} = 517 \text{ м}$, $\eta_{\text{р}} = 0,71$, $H_{\text{в}}^{\text{доп}} = 4,3 \text{ м}$.

12. Определяем действительную вакуумметрическую высоту всасывания. Согласно типовой схеме Южгипрошахта принимаем $H_{\text{вс}} = 3,6 \text{ м}$:

$$H_{\text{в}} = H_{\text{вс}} + [A_{\text{дл}} l'_{\text{р1}} + A_{\text{м1}} (\sum i \xi_1 + 1)] Q^2 = 3,6 + [0,079066 \cdot 18 + 0,7871 (5 + 1)] 10^{-6} \cdot 318^2 = 4,2 \text{ м.}$$

Так как по характеристике насоса допустимая вакуумметрическая высота при подаче $318 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляет $H_{\text{в}}^{\text{доп}} = 4,3 \text{ м}$, то по условиям всасывания режим соблюдается $H_{\text{в}}^{\text{б}} < H_{\text{в}}^{\text{доп}}$.

13. Потребная мощность двигателя

$$N = 1,1 \frac{\gamma Q_{\text{р}} H_{\text{р}}}{3600 \cdot 102 \eta_{\text{р}}} = 1,1 \frac{1000 \cdot 318 \cdot 517}{3600 \cdot 102 \cdot 0,71} = 690 \text{ кВт.}$$

Принимаем двигатель ВАО143-4 ($N = 800 \text{ кВт}$, $n = 1488 \text{ об/мин}$, $\eta_{\text{лв}} = 0,954$).

14. Время работы насосов в сутки при откачке нормального и максимального притоков:

$$T_n = \frac{24Q_{пр}}{Q_p} = \frac{24 \cdot 200}{318} = 15,1 \text{ ч};$$

$$T_m = \frac{24Q_{пр. \max}}{Q_p} = \frac{24 \cdot 350}{318} = 26,4 \text{ ч}.$$

15. Годовой расход электроэнергии на водоотлив

$$E = \frac{1,05 \gamma Q_{раб} H_{раб}}{3600 \cdot 102 \eta_n \eta_{дв} \eta_c} (305 T_n + 60 T_m) =$$

$$= \frac{1,05 \cdot 1000 \cdot 318 \cdot 517}{3600 \cdot 102 \cdot 0,71 \cdot 0,954 \cdot 0,95} (305 \cdot 15,1 + 60 \cdot 24,6) =$$

$$= 4\,522\,000 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

16. Расход электроэнергии на 1 м³ откачанной воды

$$e = \frac{1,05 \gamma H_{раб}}{3600 \cdot 102 \eta_n \eta_{дв} \eta_c} =$$

$$= \frac{1,05 \cdot 1000 \cdot 517}{3600 \cdot 102 \cdot 0,71 \cdot 0,954 \cdot 0,95} = 2,297 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

§ 2. Насосы главного водоотлива

На главном водоотливе шахт применяются в основном центробежные многоступенчатые секционные насосы в горизонтальном исполнении, имеющие электропривод с синхронной частотой вращения 1500 и 3000 об/мин. К первой группе относятся насосы ЦНС 180-85...425, ЦНСК 180-85...425, ЦНС 300-120...600, 8МСК-7, ЦНСК-500-160...800 и 12МС-7 с коэффициентом быстроходности 60—70. Ко второй группе относятся насосы ЦНС 105-98...490, ЦНС 180-476...680, ЦНС 300-700...1000, ЦНС 180-500...900, ЦНС 300-780...1300 с коэффициентом быстроходности 90—100.

По ГОСТ 10407—70 в обозначения типоразмеров насосов входят: начальные буквы — наименование насоса — ЦНС (центробежный насос секционный), цифры после букв — номинальная подача насоса (м³/ч), цифры после черточки — напор в расчетном режиме (м) при минимальном и максимальном числе ступеней. Буква К после ЦНС означает, что насос пред-

назначен для перекачивания агрессивной среды (т. е. кислотоупорный). В обозначении насосов серии МС первая цифра — диаметр входного патрубка (мм), уменьшенный в 25 раз и округленный, МС — многоступенчатый, секционный, К — кислотоупорный, цифра после тире — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз и округленный.

Благодаря тому, что корпуса насосов состоят из отдельных секций, имеется возможность, не меняя подачи, изменить напор путем установки нужного числа рабочих колес и направляющих аппаратов. При этом меняются только длины вала, стяжных шпилек и обводной трубы.

Насосы главного водоотлива работают в довольно благоприятных условиях. Как правило, их устанавливают в специальных хорошо оборудованных камерах на бетонных фундаментах. Это обеспечивает качественную центровку насоса с приводным двигателем и высокую устойчивость насосных агрегатов. Насосы откачивают воду из водосборников, в которых осуществляется осветление шахтной воды. Благодаря этому содержание взвешенных в воде частиц невелико — в среднем 100—120 мг/л и лишь в отдельных случаях, когда водосборники выполнены с нарушением принципов осветления, достигает 5000—6000 мг/л.

Насосы обслуживаются квалифицированным персоналом отдела главного механика. При монтаже насосов предусматриваются устройства их защиты от гидравлических ударов. Большое количество насосов главного водоотлива работает при автоматическом управлении ими; внедряются приборы для контроля режимов работы насосов.

Описанные условия эксплуатации насосов главного водоотлива способствуют повышению надежности их работы.

Насосы ЦНС 180-85...425, ЦНСК 180-85...425, ЦНС 300-120...600 и 8МСК-7

В соответствии с ТУ 24-8-650-72 насосы ЦНС 180-85...425 и ЦНС 300-120...600 предназначены для перекачивания нейтральной воды с температурой не более 60° С и содержанием механических примесей до 0,2% по массе при размерах твердых частиц не более 0,2 мм. Допускается величина твердых частиц до 2 мм в количестве до 15% от содержания механических примесей.

Насосы ЦНСК 180-85...425 и 8МСК-7 предназначены для перекачивания кислотных вод (рН < 7) с содержанием серной кислоты до 0,5% и температурой не выше 40° С. Содержа-

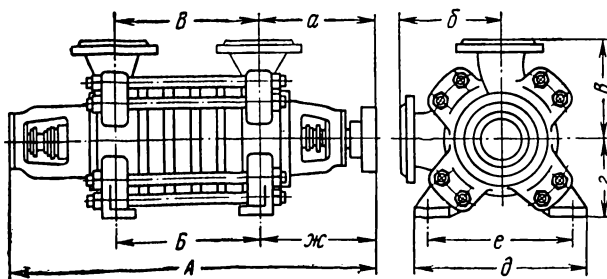


Рис. 2.5. Габаритные размеры насосов

ние механических примесей не должно превышать 0,1% по массе, размеры твердых частиц должны быть не более 0,1 мм.

При эксплуатации в условиях угольных шахт насосы успешно работают на воде, отличающейся существенно большими содержанием и размерами твердых частиц, чем это обусловлено ТУ.

Насосы ЦНС 180-85...425 и ЦНСК 180-85...425 рекомендуются к использованию на водоотливе шахт с нормальным притоком 85—145 м³/ч, а насосы ЦНС 300—120...600 и 8МСК-7 — с нормальным притоком 145—250 м³/ч.

Насосы выпускаются с числом ступеней от 2 до 10. Технические характеристики насосов и их размеры (рис. 2.5), зависящие от числа рабочих колес, приведены в табл. 2.5, а не зависящие от числа рабочих колес — в табл. 2.6.

Присоединительные параметры насосов даны в табл. 2.7.

На рис. 2.6—2.8 приведены характеристики насосов на одну ступень.

Характеристики насосов на любое число ступеней могут быть получены графическим способом. К. п. д. двухступенчатого и многоступенчатого насосов отличаются незначительно (на 1—2%), что объясняется меньшим влиянием потерь на трение в подшипниках и сальниках, а также некоторой неидентичностью в проточной части первой и последующих ступеней.

Каждая точка кривой напора (и мощности) многоступенчатого насоса определяется абсциссой, равной подаче одной ступени, и ординатой, равной напору на ступень (и мощности), умноженному на число ступеней. Соединяя найденные таким образом точки плавной кривой, получают характеристику насоса.

Насосы ЦНС 180-85...425 и ЦНС 300-120...600 (рис. 2.9) имеют одинаковую конструкцию. Детали корпуса: направляющие аппараты 7, корпуса направляющих аппаратов 9, крышки всасывания 13 и нагнетания 6, кронштейны передний 17 и задний 1 изготовлены из чугуна, секции стянуты шпильками 14, стыки секций уплотнены резиновыми шнурами 12 диаметром 10 и 6 мм. На валу 2 посажены и прижаты гайкой 3 к залеченному валу рабочие колеса 8 из чугуна СЧ 21-40, упорное кольцо 16, защитная рубашка 15, дистанционная втулка 5, гидравлическая пята 4.

Слабая затяжка гайки вала приводит к быстрому износу деталей разгрузочного устройства, а также уплотнений и рабочих колес вследствие смещения ротора в сторону всасывания.

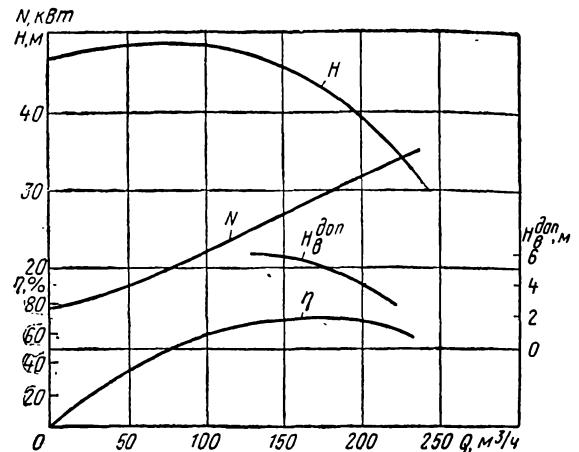


Рис. 2.6. Характеристики насосов ЦНС 180-85...425 и ЦНСК 180-85...425

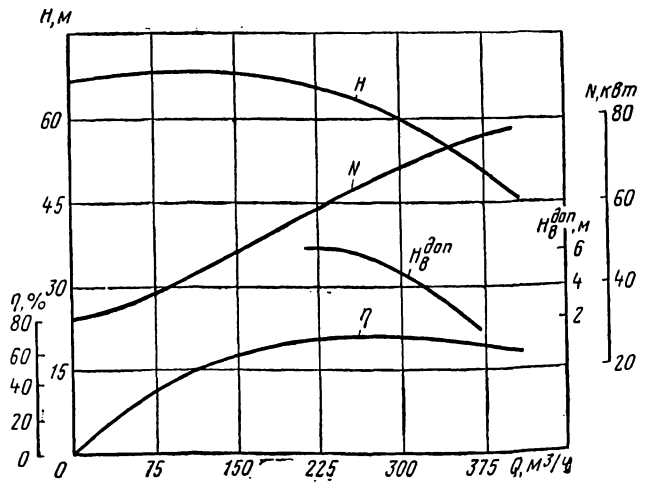


Рис. 2.7. Характеристика насоса ЦНС 300-120...600

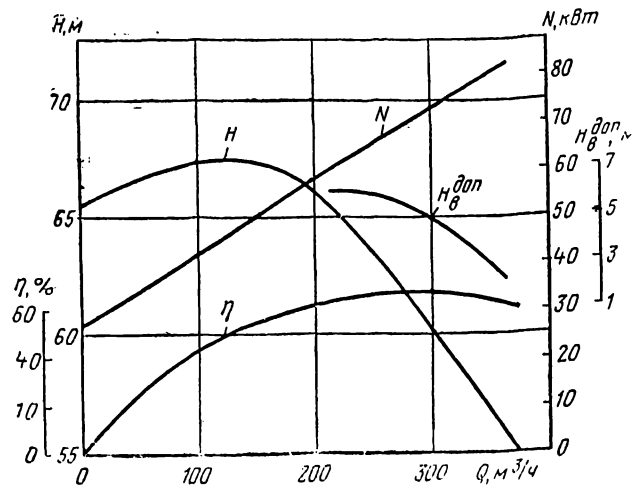


Рис. 2.8. Характеристика насоса 8МСК-7

Таблица 2.5

Насосы	Подача, м ³ /ч	Напор, м	К. п. д., %	Рабочая часть харак- теристики, м ³ /ч	Мощ- ность насоса, кВт	Размер (см. рис. 2.5). мм			Масса, кг
						А	Б	В	
ЦНГ 180-85 ЦНСК 180-85	180	85	70	130—220	60	1125	180	270	639
						1155		257	655
ЦНС 180-128 ЦНСК 180-128	180	128	70	130—220	90	1230	285	375	747
						1260		362	760
ЦНС 180-170 ЦНСК 180-170	180	170	70	130—220	120	1335	390	480	859
						1365		467	865
ЦНС 180-212 ЦНСК 180-212	180	212	70	130—220	148	1440	495	585	976
						1470		572	1021
ЦНГ 180-255 ЦНСК 180-255	180	255	70	130—220	179	1545	600	690	1105
						1575		677	1190
ЦНС 180-297 ЦНСК 180-297	180	297	70	130—220	208	1650	705	795	1278
						1680		782	1359
ЦНС 180-340 ЦНСК 180-340	180	340	70	130—220	238	1755	810	900	1394
						1785		887	1528
ЦНС 180-383 ЦНСК 180-383	180	383	70	130—220	269	1860	915	1005	1507
						1890		992	1697
ЦНГ 180-425 ЦНСК 180-425	180	425	70	130—220	298	1965	1020	1110	1620
						1995		1097	1860
ЦНС 300-120 8МСК-7×2	300	120	71	220—380	138	1365	176	316	1127
			68		145		170	327	1191
ЦНС 300-180 8МСК-7×3	300	180	71	220—380	207	1485	296	436	1290
			68		216		290	448	1350
ЦНС 300-240 8МСК-7×4	300	240	71	220—380	277	1605	416	556	1453
			68		288		411	569	1525
ЦНС 300-300 8МСК-7×5	300	300	71	220—380	345	1725	536	676	1674
			68		360		532	690	1753
ЦНС 300-360 8МСК-7×6	300	360	71	220—380	414	1845	656	796	1843
			68		432		653	811	1927
ЦНС 300-420 8МСК-7×7	300	420	71	220—380	482	1965	776	916	2013
			68		505		774	932	2102
ЦНС 300-480 8МСК-7×8	300	480	71	220—380	550	2085	896	1036	2235
			68		577		895	1053	2330
ЦНС 300-540 8МСК-7×9	300	540	71	220—380	621	2205	1016	1156	2405
			68		649		1016	1174	2505
ЦНС 300-600 8МСК-7×10	300	600	71	220—380	690	2325	1136	1276	2575
			68		720		1137	1295	2680

Таблица 2.6

Насосы	Размер (см. рис. 2.5). мм						
	а	б	в	г	д	е	ж
ЦНС 180-85...425	455	370	370	340	630	540	500
ЦНСК 180-85...425	474	370	375	340	630	540	500
ЦНС 300-120...600	550	460	460	370	810	710	620
8МСК-7	551	430	460	370	810	710	626

Опорами вала служат два радиально-сферических подшипника 18 № 3612 в насосах ЦНС 180-85...425 и ЦНСК 180-85...425 и № 3618 в насосах ЦНС 300-120...600 и 8МСК-7, установленные на скользящей посадке в кронштейнах. Посадка подшипников на валу напряженная. На гайке переднего подшипника 19 нанесена контрольная риска для установки ротора.

Внутренние уплотнения насосов — щелевые, образованы поясками рабочих колес и уплотняющими чугунными кольцами 10, 11.

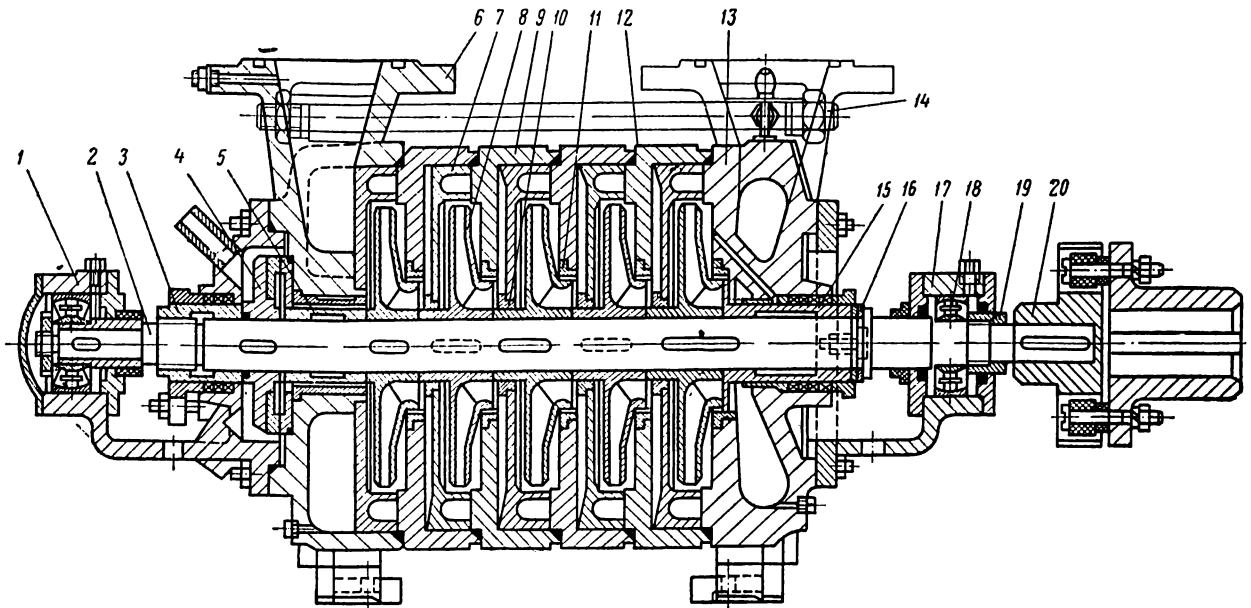


Рис. 2.9. Насосы ЦНС 180-85...425 и ЦНС 300-120...600

Внутренние поверхности уплотняющих колец и пояски рабочих колес закалены до твердости соответственно HRC 30...35 и HRC 35...45.

Насосы приводятся во вращение электродвигателем через упругую втулочно-пальцевую муфту. Направление вращения — правое, по часовой стрелке со стороны электродвигателя. Полу муфта 20 на валу насоса посажена по напряженной посадке до упора в заплечик вала.

Для безопасности обслуживающего персонала муфта защищена кожухом. Работа без кожуха запрещается.

Для уравнивания осевого усилия, действующего на ротор в сторону всасывания, применяется гидравлическое разгрузочное устройство (рис. 2.10). С целью повышения износостойкости гидропята 1, изготовленная из стали Ст. 5, снабжена кольцом 3 из стали 4X13. Кроме того, кольца гидропята, разгрузки 4 и дистанционная втулка 6 закалены до твердости HRC 40...45, а втулка разгрузки 5 закалена до твердости HRC 30...35.

Гидравлическое разгрузочное устройство автоматически обеспечивает равновесие ротора при всех режимах работы насосов. Принцип его действия заключается в следующем: при работе насоса часть перекачиваемой воды из задней пазухи последнего колеса поступает в щель между дистанционной втулкой и втулкой разгрузки и далее в разгрузочную камеру; давление воды на кольцо и диск гидропята за-

ставляет смещаться скрепленный с ними ротор в сторону нагнетания; при перемещении ротора в сторону нагнетания зазор между кольцами гидропята и разгрузки увеличивается и давление в разгрузочной камере падает до тех пор, пока усилие, создаваемое им, не уравновешивается осевым усилием, действующим в сторону нагнетания; увеличение осевого усилия вследствие изменения режима или износа уплот-

Таблица 2.7

Присоединительные параметры	Насос			
	ЦНС 180-85...425 ЦНСК 180-85...425	ЦНС 300-120...600 8МСК-7	ЦНС 180-85...425 ЦНСК 180-85...425	ЦНС 300-120...600 8МСК-7
	Подводящий патрубок		Напорный патрубок	
Диаметр, мм:				
фланца внутренний	150	200	150	200
фланца наружный	350	405	350	405
отверстий под болты	34	34	34	34
окружности по центрам болтов	290	345	290	345
Число отверстий под болты	8	12	8	12

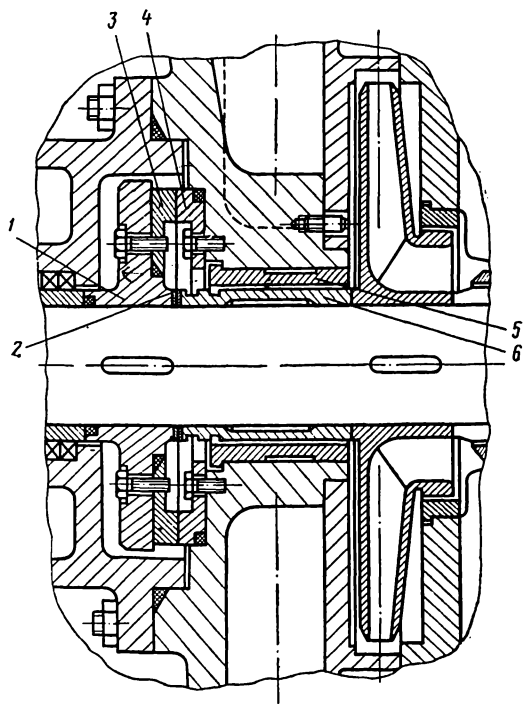


Рис. 2.10. Разгрузочное устройство насосов ЦНС 180-85...425 и ЦНС 300-120...600

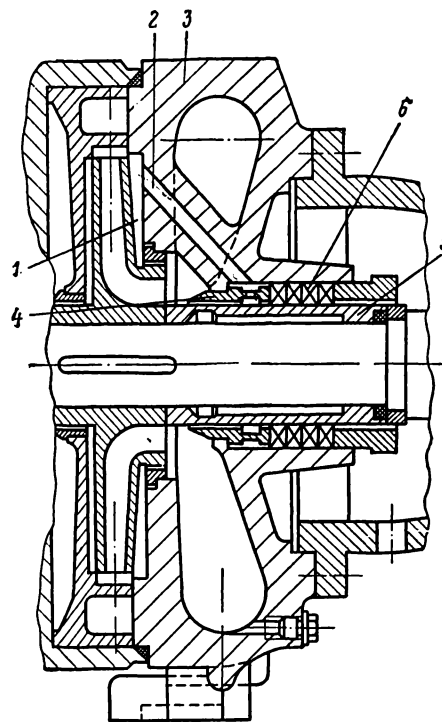


Рис. 2.11. Гидравлическое уплотнение вала насосов ЦНС 180-85...425 и ЦНС 300-120...600

нительных колец приводит к смещению ротора в сторону всасывания, уменьшению зазора между кольцами разгрузки и гидропята, увеличению давления в камере разгрузки и уравниванию в новом положении.

Нормальное положение контрольной риски для установки ротора — заподлицо с торцевой плоскостью крышки переднего подшипника в положении ротора, сдвинутого до упора в сторону всасывания.

С износом колец гидропята и разгрузочного устройства ротор насоса постепенно смещается в сторону всасывания, а риска выходит из торцевой плоскости крышки подшипника. Предельно допустимая величина выхода риски за плоскость торца крышки — 3 мм. При таком смещении ротора необходимо вернуть его в нормальное положение, снимая регулировочные кольца 2 или заменяя изношенные детали разгрузочного устройства.

В месте выхода вала из корпуса насоса со стороны всасывания имеются механическое и гидравлическое уплотнения (рис. 2.11).

Механическое уплотнение — многослойная плетеная пеньковая набивка, пропитанная антифрикционным составом. Для насосов ЦНС 180-85...425 и ЦНС 180-85...425 используется набивка ПП-13, для насосов ЦНС 300-120...600

и 8МСК-7 — набивка ПП-16 (ГОСТ 5152—66). Кольца набивки устанавливаются с относительным смещением разрезов на 120°.

Для гидравлического уплотнения вода из передней пазухи 1 первого колеса через отверстие 2 в крышке всасывания 3 подается на втулку гидрозатвора 4, через выточку и отверстия в ней заполняет полость гидрозатвора, образованную рубашкой 5 вала и расточкой втулки гидрозатвора. Образовавшееся таким образом жидкостное кольцо препятствует подсосыванию воздуха через сальник 6. Из полости гидрозатвора часть воды проходит через зазор между рубашкой вала и втулкой гидрозатвора в первое колесо, остальная — просачивается через сальник, охлаждая последний и рубашку вала. Чрезмерная затяжка сальника, препятствуя просачиванию воды между рубашкой вала и сальниковой набивкой, увеличивает потери трения и износ рубашки вала. Сальник затягивается так, чтобы через него просачивалась вода в количестве 0,5 л/мин.

Конструкции насосов ЦНС 180-85...425 и 8МСК-7 аналогичны вышеописанным. Однако имеются отличия в корпусных деталях, разгрузочном устройстве и гидрозатворе. Задний кронштейн, изготовленный из чугуна СЧ 21—40, имеет вставку из кислотоупорной стали 2Х18Н4Г5Д.

Гидрозатвор насосов питается водой, выходящей из разгрузочного устройства. Для этого во вставку заднего кронштейна и в крышке всасывания имеются отверстия, соединяемые обводной трубой.

Гидропята не имеет кольца и изготовлена из кислотоупорного износостойкого материала (сталь 0X18H10T). Корпусные детали, соприкасающиеся с агрессивной водой, и рабочие колеса изготовлены из стали 1X18H4Г5Д, кронштейны — из чугуна СЧ 21—40, вал — из стали 0X18H10T.

Уплотняющие кольца и втулки гидрозатвора насоса ЦНСК 180-85...425 изготовлены из стали 0X18H10T и армированы резиной 3826С МРТУ 38-5-1166-64. Те же детали в насосе 8МСК-7 изготовлены из прессматериала АГ-4-В. Дистанционная втулка, рубашка вала и втулка разгрузки для обоих насосов изготавливаются из кислотоупорной стали 0X18H10T.

Направляющие аппараты насоса 8МСК-7 не имеют особых корпусов, а передние уплотняющие кольца размещены в расточках вставок направляющих аппаратов.

Насосы изготавливаются серийно Ясногорским машиностроительным заводом и поставляются по требованию заказчика в комплекте с электродвигателем на раме.

Энергетические показатели насосов соответствуют техническим условиям. Насосы имеют вполне удовлетворительные показатели надежности. При доверительной вероятности 0,9 средний технический ресурс насосов до капитального ремонта составляет примерно 10 000 ч.

Насосы весьма медленно снижают свои основные параметры в процессе эксплуатации.

После наработки 10 000 ч напор в номинальном режиме у насосов ЦНС 180-85...425 и ЦНС 300-120...600 снижается в среднем на 8%, у насосов ЦНСК 180-85...425 и 8МСК-7 — на 7%, а к. п. д. — соответственно на 11 и 7%.

Основные направления совершенствования рассмотренных насосов: повышение энергетических показателей, надежности и ремонтнопригодности, уменьшение размеров и массы.

Насосы ЦНС 105-98...490
и ЦНС 180-476...680

Насосы ЦНС 105-98...490 и ЦНС 180-476...680 предназначены для перекачивания воды в угольных и рудных шахтах. Характеристика перекачиваемой среды обусловлена ТУ 24-8-650-72: температура воды не более +60° С, содержание механических примесей до 0,2% по массе при размерах твердых частиц не более 0,2 мм, допускаемая величина твердых частиц до 2 мм в количестве до 15% от содержания механических примесей.

Насосы ЦНС 105-98...490 рекомендуются к использованию на водоотливе шахт с нормальным притоком от 55 до 90 м³/ч и выпускаются с числом ступеней от 2 до 10, а насосы ЦНС 180-476...680 — на водоотливе с нормальным притоком от 90 до 150 м³/ч и выпускаются с числом ступеней от 7 до 10.

Технические характеристики насосов и их размеры, зависящие от числа рабочих колес, приведены в табл. 2.8, а не зависящие от числа рабочих колес — в табл. 2.9. В табл. 2.10 даны присоединительные параметры фланцев.

Таблица 2.8

Насосы	Подача, м ³ /ч	Напор, м	К. п. д., %	H _{доп} при t воды 25° С, м	Рабочая часть характеристики, м ³ /ч	Мощность насоса, кВт	Размер (см. рис. 2.5), мм			Масса, кг
							А	Б	В	
ЦНС 105-98	105	98	68	4,5	80—130	42	1100	165	245	480
ЦНС 105-147	105	147	68	4,5	80—130	62	1195	260	340	549
ЦНС 105-196	105	196	68	4,5	80—130	83	1290	355	435	618
ЦНС 105-245	105	245	68	4,5	80—130	103	1385	450	530	720
ЦНС 105-294	105	294	68	4,5	80—130	124	1480	545	625	795
ЦНС 105-343	105	343	68	4,5	80—130	144	1575	640	720	866
ЦНС 105-392	105	392	68	4,5	80—130	165	1670	735	815	939
ЦНС 105-441	105	441	68	4,5	80—130	185	1765	830	910	1012
ЦНС 105-490	105	490	68	4,5	80—130	206	1860	925	1005	1086
ЦНС 180-476	180	476	72	4,0	130—220	324	1650	660	760	1312
ЦНС 180-544	180	544	72	4,0	130—220	370	1750	760	860	1434
ЦНС 180-612	180	612	72	4,0	130—220	416	1850	860	960	1556
ЦНС 180-680	180	680	72	4,0	130—220	463	1950	960	1060	1678

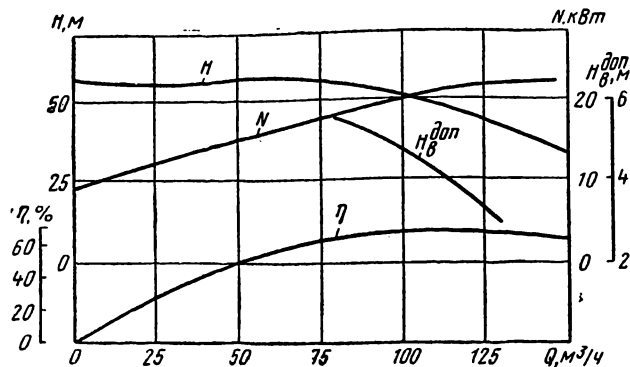


Рис. 2.12. Характеристика насоса ЦНС 105-98...490

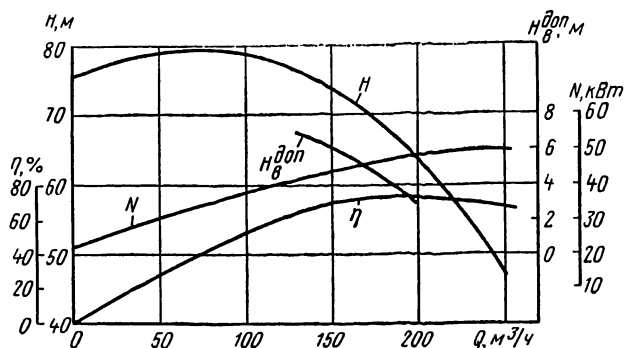


Рис. 2.13. Характеристика насоса ЦНС 180-476...680

На рис. 2.12 и 2.13 приведены характеристики насосов на одну ступень.

Конструктивное исполнение насосов аналогично насосам 8МСК-7, основное же различие — в материалах деталей. Детали корпуса: направляющие аппараты и кольца направляющих аппаратов, рабочие колеса, кронштейны и крышки всасывания и нагнетания изготовлены из чугуна СЧ 21-40; вал, гайка и рубашка вала — из стали 40Х. Детали разгрузочного устройства и втулка гидрозатвора изготовлены из стали 4Х13 и обработаны термически.

Опоры ротора — радиальные сферические подшипники № 1612. Полумуфта на валу насоса ЦНС 105-98...490 посажена на шпонке по скользящей посадке до упора в распорную втулку, на которой нанесена риска для контроля установки ротора. При сдвинутом в сторону всасывания роторе риска должна быть заподлицо с плоскостью крышки подшипника.

Полумуфта на валу насоса ЦНС 180-476...680 посажена по напряженной посадке. Контрольная риска нанесена на гайке переднего подшипника.

Узел переднего уплотнения с гидрозатвором вала насоса (рис. 2.14) выполнен следующим образом. Вода, выходящая из разгрузочного устройства, подается по обводной трубе 7 в полость, ограниченную поверхностью рубашки 5 вала, стенками крышки всасывания 2 и перед-

него кронштейна 6. Далее вода отводится частично через сливную трубу 1 на сброс (или во всасывающий трубопровод при работе насоса с подпором до 3 кгс/см²), частично — через зазор между рубашкой вала и втулкой гидрозатвора 3 на вход в первое рабочее колесо. Образовавшееся жидкостное кольцо при условии вытекания воды из сливной трубы имеет давление несколько больше атмосферного и предупреждает подсосывание воздуха через сальник 4. Кроме того, проходя через сальниковую набивку, вода охлаждает сальник (сальниковое уплотнение — пеньковая набивка ПП-13).

Благодаря высокому коэффициенту быстроходности, равному примерно 100, насосы имеют сравнительно высокие энергетические показате-

Таблица 2.10

Присоединительные параметры	Насос			
	ЦНС 105-98...490	ЦНС 180-476...680	ЦНС 105-98...490	ЦНС 180-476...680
	Подводящий патрубок		Напорный патрубок	
Диаметр, мм:				
фланца внутренний	125	150	125	125
фланца наружный	310	350	310	310
отверстий под болты	34	34	34	34
окружности по центрам болтов	250	290	250	250
Число отверстий под болты	8	8	8	8

Таблица 2.9

Насосы	Размер (см. рис. 2.5), мм						
	а	б	в	г	д	е	ж
ЦНС 105-98...490	432	340	340	280	600	520	472
ЦНС 180-476...680	480	380	380	325	640	560	530

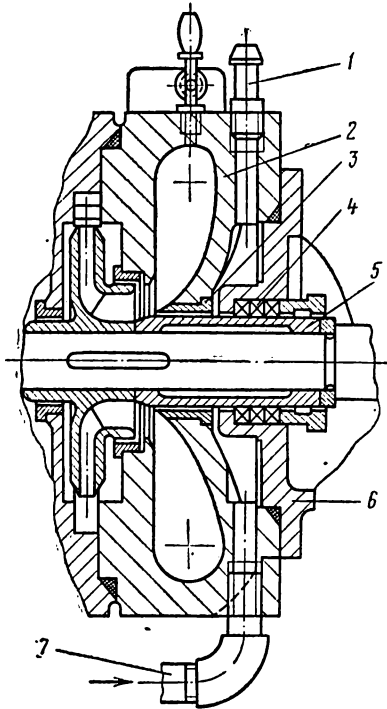


Рис. 2.14. Узел переднего уплотнения с гидрозатвором вала насосов ЦНС 105-98...490 и ЦНС 180-476...680

тели при относительно малых габаритах и массе.

Насосы изготавливаются серийно Ясногорским машиностроительным заводом и поставляются по требованию заказчика в комплекте с электродвигателем на раме.

Для обеспечения водоотлива глубоких шахт по прогрессивной прямой технологической схеме на базе насосов ЦНС 180-476...680 разработаны и изготовлены опытные образцы насосов ЦНС 180-500...900, которые успешно прошли промышленные испытания; намечается их серийное производство.

Насос ЦНС 300-700...1000

В соответствии с отраслевыми техническими условиями (ОТУ 24-8-190-69) насосы ЦНС 300-700...1000 предназначены для откачки нейтральной воды из глубоких шахт угольной и горнорудной промышленности. Нормальная температура перекачиваемой воды 25° С, максимальная — не более 60° С, размер частиц до 0,1 мм по диаметру, содержание последних — не более 0,1% по массе.

Материал быстроизнашивающихся деталей должен обеспечивать гарантийную их нара-

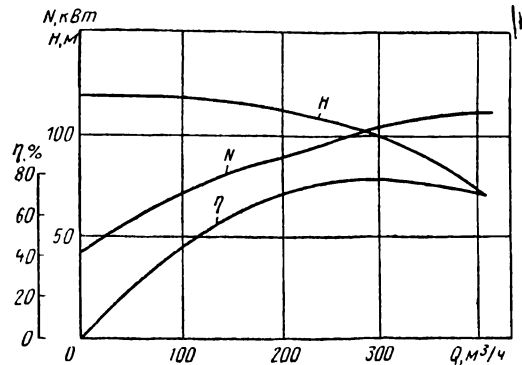


Рис. 2.15. Характеристика насоса ЦНС 300-700...1000

ботку не менее 5000 ч при ресурсе насоса до капитального ремонта не менее 10 000 ч. Для насосов, работающих на загрязненной воде с содержанием твердых частиц до 0,5% по массе размерами до 0,2 мм, гарантийная наработка быстроизнашивающихся деталей должна составлять соответственно 2000 и 4000 ч. В течение гарантийной наработки быстроизнашивающихся деталей допускаются снижение номинального напора насоса до 10% и замена сальниковой набивки.

Насосы ЦНС 300-700...1000 рекомендуются к использованию на водоотливе глубоких шахт с нормальным притоком 150—255 м³/ч и выпускаются с числом ступеней от 7 до 10.

Техническая характеристика насоса ЦНС 300-700...1000 и его размеры, зависящие от числа рабочих колес, приведены в табл. 2.11.

Размеры насоса ЦНС 300-700...1000 (см. рис. 2.5), не зависящие от числа рабочих колес, составляют (мм):

а	б	в	г	д	е	ж
676	480	430	360	760	660	584

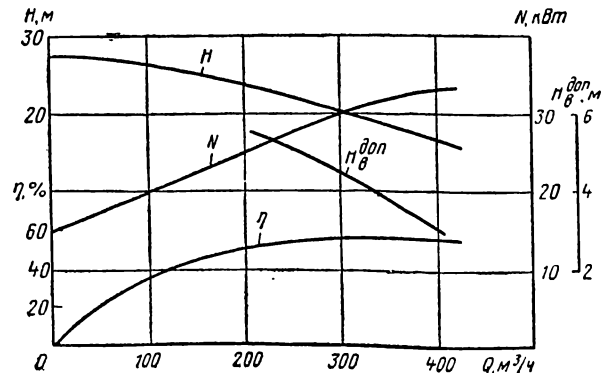


Рис. 2.16. Характеристика насоса ВП-340

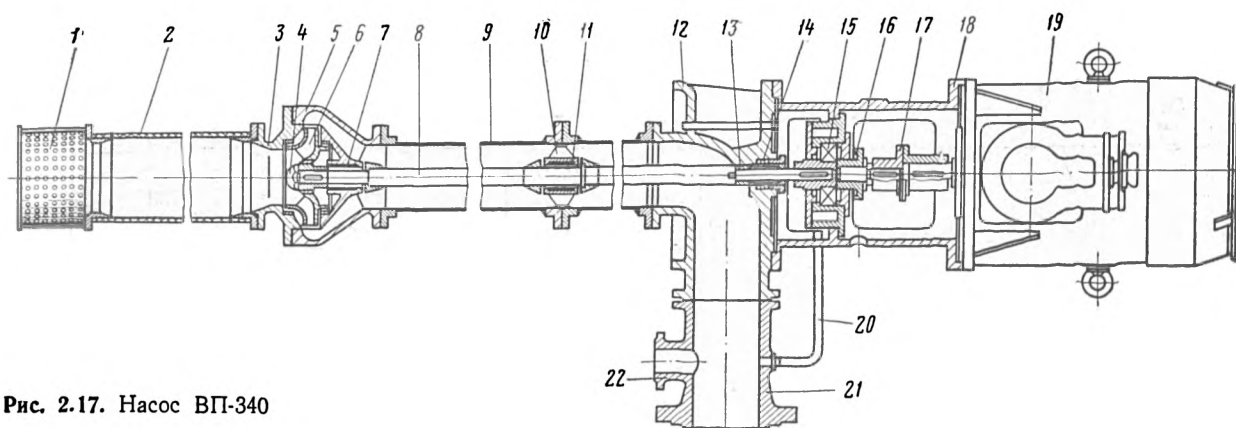


Рис. 2.17. Насос ВП-340

Присоединительные параметры фланцев для насоса ЦНС 300-700...1000 следующие:

Диаметр, мм:	Патрубок	
	подводящий	напорный
фланца внутренний	200	175
фланца наружный	430	380
отверстий под болты	41	34
окружности по центрам болтов	360	320
Число отверстий под болты	12	

На рис. 2.15 показана характеристика насоса на одну ступень. Конструкция насоса аналогична описанному ранее, однако имеются некоторые отличия. Чугунные направляющие аппараты заключены в стальные корпуса. Стыки корпусов уплотняются резиновым шнуром диаметром 10 мм средней твердости (ГОСТ 6467—69). Опорами ротора служат подшипники скольжения с кольцевой смазкой. Вкладыши подшипников установлены в сферической расточке кронштейнов. Масляная ванна подшипников охлаждается водой, выходящей из разгрузочного устройства. Ввиду того, что насос рассчитан на работу с подпором, гидравлическое уплотнение вала со стороны всасывания отсутствует.

Места выхода вала из корпуса насоса уплотняются многослойной плетеной пеньковой на-

бивкой ПП-16, пропитанной антифрикционным составом. Привод насоса от электродвигателя осуществляется через упругую втулочно-пальцевую муфту.

Контрольная риска для установки ротора нанесена на вал со стороны полумуфты. Нормальное положение риски — заподлицо с торцевой плоскостью крышки переднего подшипника в положении ротора, сдвинутого до упора в сторону всасывания.

Бескавитационная работа насоса в условиях шахтного водоотлива обеспечивается вертикальным подкачивающим насосом ВП-340 с индивидуальным электроприводом.

Техническая характеристика насоса ВП-340

Подача, м ³ /ч	340
Напор, м	19
К. п. д., %	57
$H_{в}^{доп}$, приведенная к плоскости входа в рабочее колесо, м	4
Рабочая часть характеристики, м ³ /ч	200—400
Частота вращения вала, об/мин	1485
Мощность насоса, кВт	31

Характеристика насоса ВП-340 показана на рис. 2.16.

Таблица 2.11

Насосы	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	$H_{в}^{доп}$ при t воды 25° С, м	Рабочая часть характеристики, м ³ /ч	Мощность насоса, кВт	Размер (см. рис. 2.5), мм			Масса, кг
								А	Б	В	
ЦНС 300-700	300	700	2950	78	—2	220—380	735	2293	943	946	2053
ЦНС 300-800		800						2418	1068	1071	2182
ЦНС 300-900		900						2543	1193	1196	2311
ЦНС 300-1000		1000						2668	1318	1321	2440

Таблица 2.12

Насосы	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	H _{Доп} в при t воды 25° С, м	Рабочая часть характеристики, м ³ /ч	Мощность насоса, кВт	Размер (см. рис. 2.5), мм			Масса, кг
								А	Б	В	
12МС-7×2		250					725	2010	468	460	4220
12МС-7×3		375					1090	2180	638	630	4721
12МС-7×4		500					1450	2350	808	800	5222
12МС-7×5	800	625	1475	75	3	640—1000	1810	2520	978	970	5723
12МС-7×6		750					2180	2690	1148	1140	6224
12МС-7×7		875					2540	2860	1318	1310	6725
12МС-7×8		1000					2900	3030	1488	1480	7226

Насос ВП-340 (рис. 2.17) одноступенчатый, с консольно расположенным на валу 8 рабочим колесом 6, которое затянуто на валу гайкой 4. На крышке всасывания 3 закреплен гибкий рукав 2 с приемной сеткой 1. Вал опирается на радиальный подшипник качения 15 № 46318 через гайку 16. Дополнительные резиновые подшипники 7 и 11 расположены в корпусе 5 насоса и в кронштейне 10, заключенном между секциями трубопровода 9. Место выхода вала из колена 12 уплотняется сальником 14, поверхность вала под сальником защищена втулкой 13, предохраняющей вал от износа. Вал насоса с валом электродвигателя соединяется зубчатой цепной муфтой 17.

Электродвигатель 19 установлен на проставке 18. Со всасывающим патрубком насоса ЦНС 300-700...1000 насос ВП-340 соединяется посредством переходного патрубка 21, от которого по трубе 20 отбирается вода на охлаждение опорного подшипника. Через фланец 22 вода подается на охлаждение основного электродвигателя.

Насос ЦНС 300-700...1000 изготавливается серийно Ясногорским заводом и поставляется по требованию заказчика на фундаментной плите с электродвигателем и подкачивающим насосом.

Для обеспечения водоотлива глубоких шахт с геометрическими высотами более 800 м по прямой технологической схеме предусмотрена замена насоса ЦНС 300-700...1000 насосом ЦНС 300-780...1300, опытно-промышленные образцы которого проходят испытания.

Насос 12МС-7

Насосы 12МС-7 в соответствии с отраслевыми техническими условиями (ОТУ 24-8-127-68) предназначены для подачи оборотной техниче-

ской воды в гидрошахту и для водоотлива из глубоких шахт. Характеристика перекачиваемой воды, обусловленная техническими условиями, такова: рН = (6 ÷ 8), содержание взвешенных веществ — не более 40 г/л, крупность частиц — не более 10 мм по наибольшему размеру, нормальная температура перекачиваемой воды 25° С, максимальная 60° С.

Насосы 12МС-7 рекомендуются к использованию на водоотливе шахт с нормальным притоком 430—670 м³/ч при одиночной работе, а с притоком, превышающим 670 м³/ч, — при совместной работе. Насосы выпускаются с числом ступеней от 2 до 8.

Техническая характеристика насоса и его размеры, зависящие от числа рабочих колес, приведены в табл. 2.12.

Размеры насоса 12МС-7 (см. рис. 2.5), не зависящие от числа рабочих колес, составляют (мм):

а	б	в	г	д	е	ж
710	670	640	510	1100	860	800

Присоединительные параметры фланцев насоса 12МС-7 следующие:

Диаметр, мм:	Патрубок	
	подводящий	напорный
фланца внутренний	300	250
фланца наружный	585	500
отверстий под болты	48	41
окружности по центрам болтов	500	430
Число отверстий под болты .	16	12

На рис. 2.18 дана характеристика насоса на одну ступень.

Детали ротора насоса 12МС-7 (рис. 2.19) зажаты на валу 14 двумя гайками 5 и 17. Такая конструкция делает возможной разборку насоса со стороны всасывания. В проточках сту-

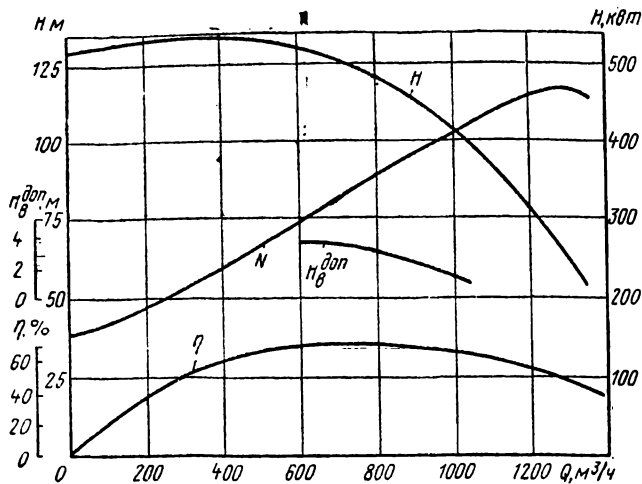


Рис. 2.18. Характеристика насоса 12МС-7

пиц рабочих колес 15 установлены кольцевые резиновые уплотнения 16 — шнур резиновый средней твердости диаметром 3 мм, благодаря чему исключено перетекание воды по валу.

Для повышения всасывающей способности рабочее колесо первой ступени выполнено с расширенным входом.

Вода, выходящая из разгрузочного устройства, проходит в полость 19 заднего кронштейна 18 для охлаждения заднего подшипника 20 и одновременно подводится по трубе в полость 8, образованную передним кронштейном 6 и крышкой всасывания 9, для гидрав-

лического уплотнения переднего сальника 7. Далее часть воды уходит через зазор между рубашкой вала 11 и втулкой гидрозатвора 10 в первое колесо, а остальная — в полость 4 переднего кронштейна, охлаждает подшипник 3 и сбрасывается через отверстие в нижней части кронштейна.

Механическое уплотнение вала в месте выхода из корпуса осуществляется сальниковой набивкой ПП-20 (ГОСТ 5152—66), пропитанной антифрикционным составом. Опоры ротора — сферические роликоподшипники № 3524. В местах выхода вала из корпусов подшипников установлены резиновые манжетные уплотнения — манжета 1-1-130 (ГОСТ 8752—70). Задний подшипник имеет лабиринтное уплотнение. Уплотнение 13 корпусов 12 направляющих аппаратов — шнур резиновый диаметром 10 мм.

Насос приводится во вращение от электродвигателя через зубчатую муфту. Втулка муфты 1 посажена на вал насоса до упора во втулку 2, на которой нанесена контрольная риска для установки ротора. При положении ротора, сдвинутого до упора в сторону всасывания, контрольная риска должна находиться заподлицо с торцевой плоскостью передней крышки подшипника. Отклонение риски от нормального положения не должно превышать 7 мм. При указанной величине отклонения регулировку положения ротора необходимо выполнять снятием регулировочных колец.

Насос оборудован отключающим устройством, которое, разрывая цепь управления, отключает электродвигатель при аварийном износе

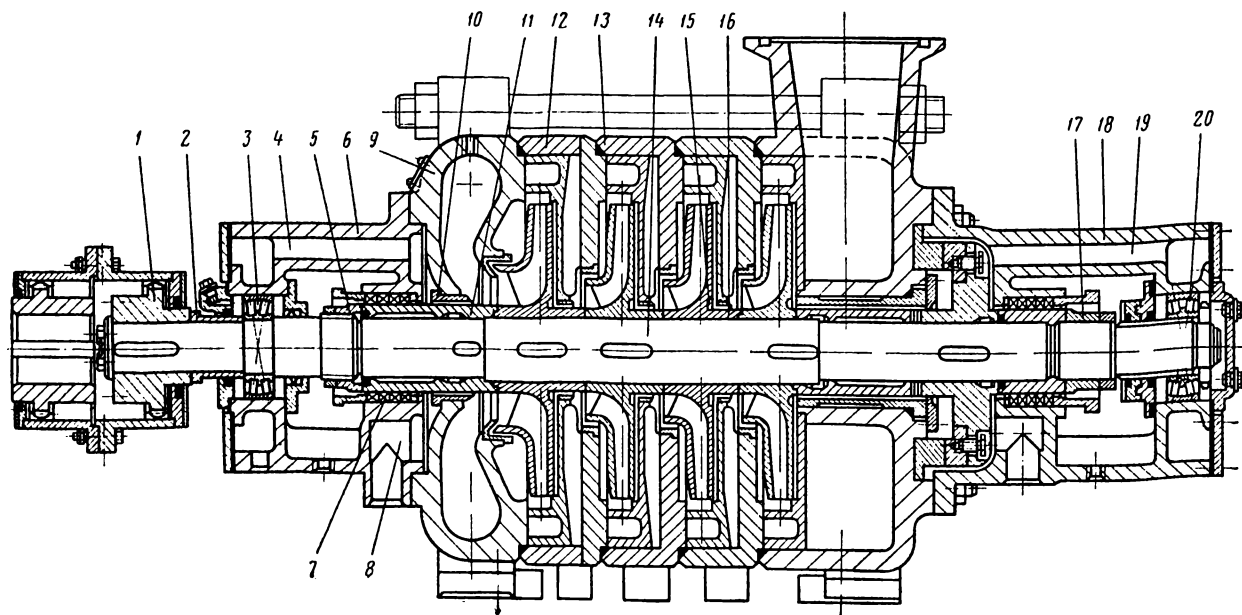


Рис. 2.19. Насос 12МС-7

Таблица 2.13

Насосы	Подача, м³/ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	η _{Доп} в при t воды 25° С, м	Рабочая часть характеристики, м³/ч	Мощность насоса, кВт	Размер (см. рис. 2.5), мм			Масса, кг
								А	Б	В	
ЦНСК 500-160		160					300	2035	229	369	2432
ЦНСК 500-240		240					450	2180	374	514	2754
ЦНСК 500-320		320					600	2325	519	659	3076
ЦНСК 500-400		400					750	2470	664	804	3398
ЦНСК 500-480	500	480	1475	73	4,5	380—640	900	2615	809	949	<u>3865</u>
ЦНСК 500-560		560					1050	2760	954	1094	4333
ЦНСК 500-640		640					1200	2905	1099	1239	4801
ЦНСК 500-720		720					1350	3050	1244	1384	5269
ЦНСК 500-800		800					1500	3195	1389	1529	5737

колец гидропята и разгрузочного устройства. Отключающее устройство, помимо этого, позволяет дополнительно осуществлять контроль положения ротора.

В качестве привода при числе ступеней насоса до 5 включительно рекомендуется применять взрывобезопасный электродвигатель типа ВАО, при числе ступеней больше 5 — двухдвигательный привод.

При технологических схемах, не обеспечивающих вакуумметрической высоты всасывания в пределах допустимой, необходимо применять подкачивающий насос. В качестве подкачивающего рекомендуется использовать, например, насос Московского насосного завода им. М. И. Калинина типа ЭЦН-14 с подачей 800 м³/ч и напором 14 м.

Кольца разгрузки и гидравлической пяты изготовлены из стали 3сп с наплавкой сормайт-ом и Т-590. Пояски рабочих колес наплавлены электродом ППЗХ2В8 ЧМТУ147-155.

Применение для основных деталей насоса 12МС-7 материалов с хорошими механическими свойствами обеспечивает его длительную безотказную работу в условиях шахтного водоотлива.

Насосы выпускаются серийно Ясногорским машиностроительным заводом.

Насос ЦНСК 500-160...800

В соответствии с ТУ 24-8-10-054-72 насосы ЦНСК 500-160...800 предназначены для откачки кислотных шахтных вод ($pH < 7$) с содержанием серной кислоты не более 0,5%, температурой не более 60° С. Содержание механических примесей в воде — до 0,1% по массе при размерах твердых частиц не более 0,1 мм.

Насосы рекомендуются к использованию для водоотлива шахт с притоком от 255 до 430 м³/ч при одиночной работе и свыше 430 м³/ч — при совместной.

Техническая характеристика насоса и его размеры, зависящие от числа рабочих колес, приведены в табл. 2.13.

Размеры насоса ЦНСК 500-160...800 (см. рис. 2.5), не зависящие от числа рабочих колес, составляют (мм):

а	б	в	г	д	е	ж
720	570	550	490	960	800	765

Присоединительные параметры фланцев насоса ЦНСК 500-160...800 следующие:

Диаметр, мм:	Патрубок	
	подводящий	напорный
фланца внутренний	250	200
фланца наружный	500	430
отверстий под болты		40
окружности по центрам болтов	430	360
Число отверстий под болты		12

Характеристика насоса ЦНСК 500-160...800 дана на рис. 2.20.

На валу 11 насоса (рис. 2.21) гайками 12 и 29 стянуты втулки 13 и 25, гидропята 17, дистанционная втулка 18, рабочие колеса 21, рубашка вала 28. Все эти детали имеют расточки, в которых установлены кольцевые резиновые уплотнения 23, защищающие вал от контакта с агрессивной водой. Вал опирается на подшипники 8 и 32 (№ 3524), установленные на крестштейнах 31 и 14 по скользящей посадке.

Места выхода вала из корпусов подшипников уплотняются манжетами 9 и 34 типа 1-1-130 (ГОСТ 8752—70). Для предупреждения попа-

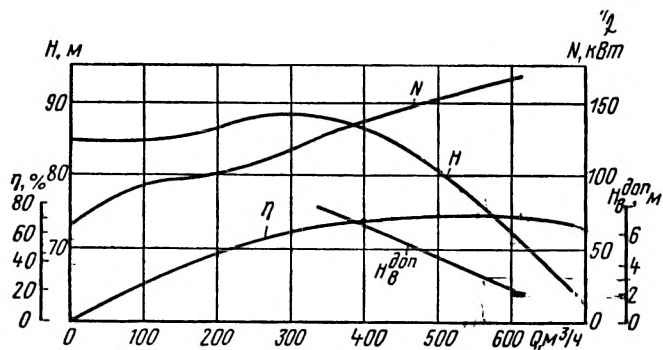
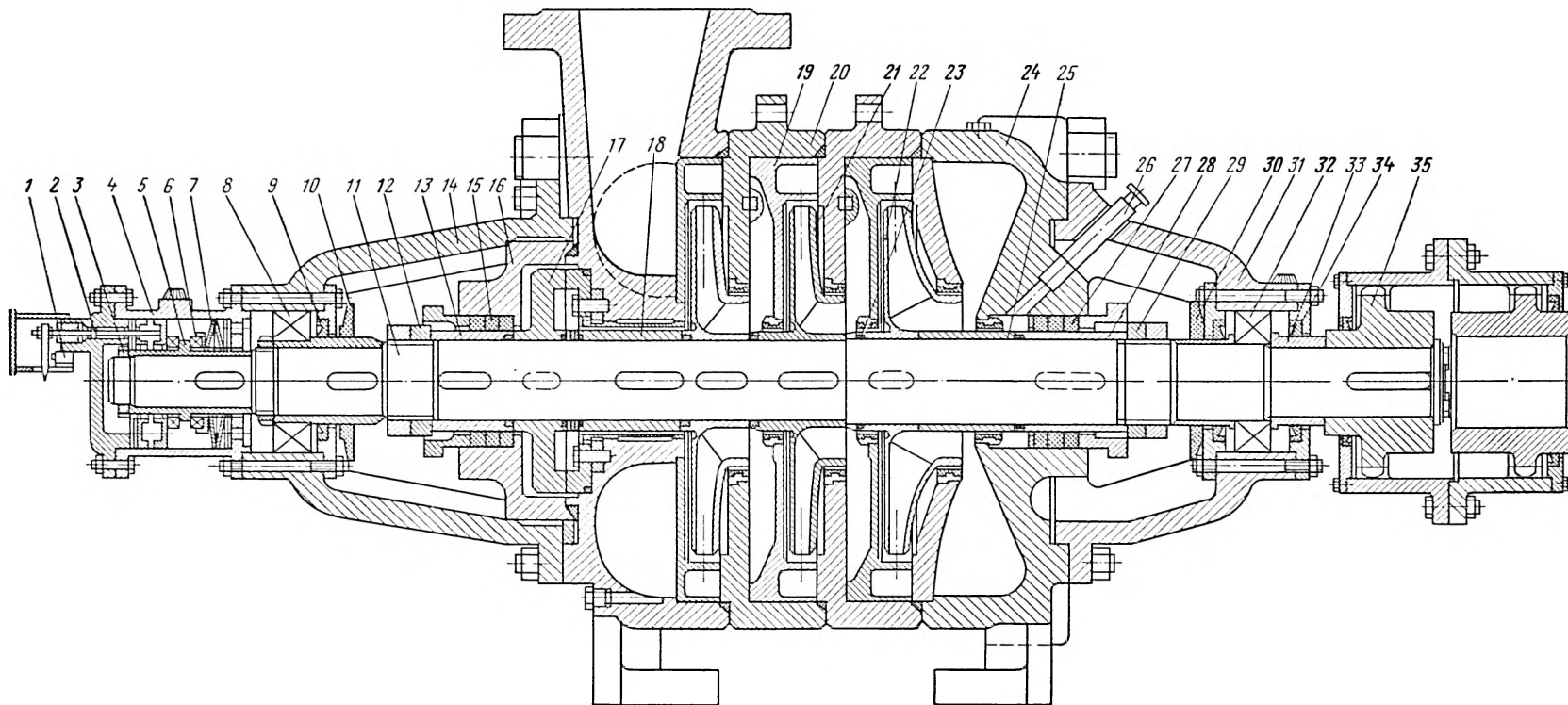


Рис. 2.20. Характеристика насоса ЦНСК 500-160...800

Рис. 2.21. Насос ЦНСК 500-160...800



дания воды в подшипниковые камеры установлены отбойные кольца 10 и 30. Задний кронштейн имеет вставку 16 из кислотоупорной стали. На выходе из переднего кронштейна и вставки заднего кронштейна, установлены сальниковые уплотнения 15 и 27 из плетеной набивки ПП-25. Переднее уплотнение имеет гидрозатвор. Вода, выходящая из разгрузочного устройства, подается по трубе через отверстие в крышке всасывания 24 в полость, ограниченную поверхностью рубашки вала 28, втулки 25 и стенками крышки всасывания, затем отводится через сливную трубу 26.

Первое колесо 22 расширено на входе для повышения всасывающей способности. Направляющие аппараты 19 заключены в корпуса 20, уплотненные резиновым шнуром диаметром 10 мм.

Привод от электродвигателя осуществляется через зубчатую муфту. Втулка муфты 35 на валу насоса посажена до упора во втулку 33, на которой нанесена контрольная риска.

Насос оборудован демпферным устройством, предупреждающим контакт гидропята и кольца разгрузки при переходных режимах. Демпферное устройство собрано в корпусе 4 на втулке подшипников 5. Втулка соединена с валом шпонкой и прижата к заплечнику вала гайкой 3. Шарикоподшипник 6 (№ 8120) передает осевые усилия от вращающегося вала на неподвижную тарельчатую пружину 7.

В корпусе 4 размещено отключающее устройство, шток 2 которого, воздействуя на выключатель 1, разрывает цепь управления электродвигателя при аварийном уходе ротора в сторону всасывания.

Уплотняющие кольца и втулка гидрозатвора изготовлены из стали 0X18H10T и армированы резиной 38260 МРТУ 38-5-1166-64.

Механические свойства материалов основных деталей гарантируют успешную работу насоса при содержании и размерах взвешенных частиц значительно больших, чем это обусловлено ТУ 24-8-10-054-72. Это подтверждается промышленными испытаниями и опытом эксплуатации насосов ЦНСК 180-85...425.

Ясногорским машиностроительным заводом изготовлены опытные образцы насоса и выполняются их промышленные испытания; планируется серийный выпуск насосов.

Насосы ЦНС 180-500...900
и ЦНС 300-780...1300

Насосы ЦНС 180-500...900 и ЦНС 300-780...1300 предназначены для откачки нейтральной либо слабощелочной воды из глубоких шахт угольной и горнорудной промышленности. Характеристика перекачиваемой воды: нормальная температура 25°С, максимально допустимая 60°С, содержание механических примесей не более 0,1 г/л при размере твердых частиц не более 0,1 мм.

Насосы ЦНС 180-500...900 рекомендуется использовать на водоотливе шахт с нормальным притоком 90—150 м³/ч, а насосы ЦНС 300-780...1300 — с нормальным притоком 150—255 м³/ч.

Техническая характеристика насосов и их размеры, зависящие от числа рабочих колес, приведены в табл. 2.14, а не зависящие от числа рабочих колес — в табл. 2.15. Присоединительные параметры фланцев даны в табл. 2.16.

Таблица 2.14

Насосы	Подача, м³/ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	H _{доп} в при t воды 25°С, м	Рабочая часть характеристики, м³/ч	Мощность насоса, кВт	Размер (см. рис. 2.5), мм]			Масса, кг
								А	Б	В	
ЦНС 180-500	180	500	2970	72	5	130—220	340	1455	440	600	2210
ЦНС 180-600	180	600	2970	72	5	130—220	408	1560	545	705	2310
ЦНС 180-700	180	700	2970	72	5	130—220	476	1665	650	810	2410
ЦНС 180-800	180	800	2970	72	5	130—220	545	1770	755	915	2510
ЦНС 180-900	180	900	2970	72	5	130—220	612	1875	860	1020	2610
ЦНС 300-780	300	780	2950	76	—2	220—380	839	2625	818	820	1960
ЦНС 300-910	300	910	2950	76	—2	220—380	976	2750	943	945	2090
ЦНС 300-1040	300	1040	2950	76	—2	220—380	1119	2875	1068	1070	2220
ЦНС 300-1170	300	1170	2950	76	—2	220—380	1258	3000	1193	1175	2350
ЦНС 300-1300	300	1300	2950	76	—2	220—380	1395	3125	1318	1320	2480

Таблица 2.15

Насосы	Размер (см. рис. 2.5), мм						
	а	б	в	г	д	е	ж
ЦНС 180-500...900	500	375	420	340	630	540	585
ЦНС 300-780...1300	580	430	430	400	760	660	674

Таблица 2.16

Присоединительные параметры	Насос			
	ЦНС 180-500...900	ЦНС 300-780...1300	ЦНС 180-500...900	ЦНС 300-780...1300
	Подводящий патрубок		Напорный патрубок	
Диаметр, мм:				
фланца внутренний	150	200	125	175
фланца наружный	350	430	350	380
отверстий под болты	34	41	34	34
окружности по центрам болтов	290	360	290	320
Число отверстий под болты	8	12	8	12

На рис. 2.22 и 2.23 показаны характеристики насосов на одну ступень.

Конструктивно насосы выполнены аналогично насосу ЦНСК 500-160...800 и имеют лишь некоторые особенности.

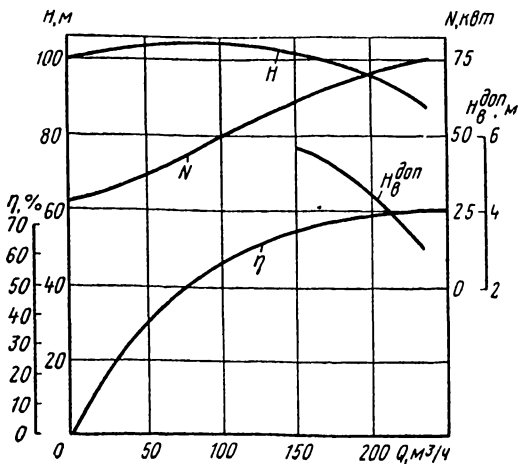


Рис. 2.22. Характеристика насоса ЦНС 180-500...900

Разгрузочное и демпферное устройства насоса ЦНС 180-500...900 показаны на рис. 2.24. Втулка разгрузки 15, дистанционная втулка 14 и втулки 13 и 16 образуют трехщелевой дросселирующий лабиринт, пройдя который, вода поступает в разгрузочную камеру и далее через зазор между гидропятной 11 и кольцом разгрузки 12 идет на охлаждение заднего уплотнения, а по обводной трубе — на гидрозатвор переднего уплотнения.

Демпферное устройство собрано в корпусе 4 на особом валу 8, ввернутом в резьбовое отверстие вала насоса 9. Подшипник 3 (№ 36307) передает осевое усилие от вала 8 через шток 5 на тарельчатые пружины 6 (НД80 × 40 × 2 × 3, ГОСТ 3057—54). Упор 1 ограничивает осевое перемещение штока. Полость тарельчатой пружины и полость подшипника герметизированы кольцевыми резиновыми уплотнениями 2 и 7 (шнур ЗС диаметром 6 мм, ГОСТ 6467—69).

Вал насосов между уплотнениями имеет постоянный диаметр (бесступенчатый), что делает конструкцию насосов разборной с обеих сторон. Опоры вала — подшипники № 314; уплотнения на выходе из корпусов — сальниковая набивка 10 типа ПП-13. Направляющие аппараты и рабочие колеса насосов — чугунные; у насоса ЦНС 300-780...1300 на пояски рабочих колес напрессованы кольца из стали 4Х13. Пояски рабочих колес закалены на глубину не менее 2 мм ТВЧ до твердости HRC 35...45, а уплотняющие кольца — на глубину 3—5 мм до твердости HRC 38...48.

Корпуса направляющих аппаратов, крышки всасывания и нагнетания насоса ЦНС 180-500...900 изготовлены из стали 35Л, а насоса ЦНС 300-780...1300 — из стали 40ХЛ.

Первое рабочее колесо ЦНС 180-500...900 расширено на входе для повышения всасывающей способности.

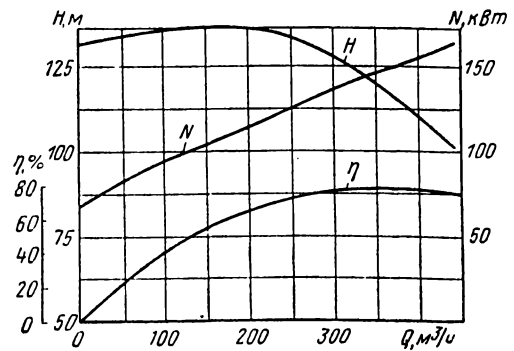


Рис. 2.23. Характеристика насоса ЦНС 300-780...1300

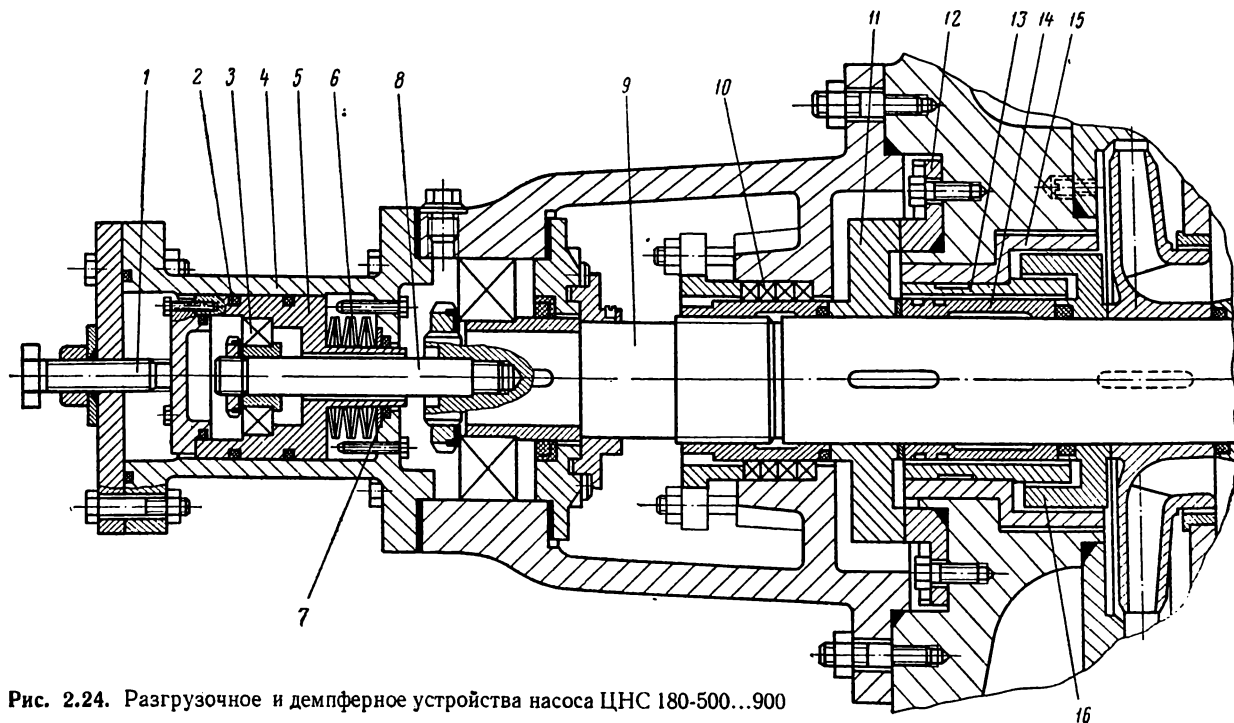


Рис. 2.24. Разгрузочное и демпферное устройства насоса ЦНС 180-500...900

Насос ЦНС 300-780...1300 работает с подпором, в качестве подкачивающего используется насос ВП-340 (см. выше, стр. 94).

Ясногорским машиностроительным заводом изготовлены опытно-промышленные образцы насосов, проводятся промышленные межведомственные испытания. Серийный выпуск насосов ЦНС 180-500...900 с числом ступеней от 5 до 9 вместо насосов ЦНС 180-476...680 планируется.

С 1978 г. намечается серийный выпуск насосов ЦНС 300-780...1300 с числом ступеней от 6 до 10 вместо насосов ЦНС 300-700...1000.

§ 3. Насосы участкового водоотлива

Для участкового водоотлива шахт применяются в основном многоступенчатые секционные центробежные насосы в горизонтальном исполнении.

Насосы участкового водоотлива имеют электропривод с синхронной частотой вращения 1500 или 3000 об/мин.

К первой группе относятся насосы ЦНС 38-50...250, 5МС-7, ЦНСК 60-40...200 с коэффициентом быстроходности 50—70, ко второй — насосы ЦНС 38-44...220, ЦНС 60-198...330 и 4МСК-10 с коэффициентом быстроходности примерно 100.

Кроме перечисленных выше, на участковом водоотливе шахт нашли применение консольные центробежные К-60 и моноблочные ЦНС 1-60-100 насосы.

Условия работы насосов участкового водоотлива отличаются большим разнообразием. Для перекачных установок, которые можно считать стационарными, они не отличаются существенно от условий работы насосов главного водоотлива. Такие установки имеют водосборники достаточной емкости, монтируются на фундаменте и обслуживаются квалифицированным персоналом.

Уклонные насосные установки — временные, оборудуются водосборниками малой емкости, насосные агрегаты устанавливаются обычно на почве выработки.

Тяжелые условия работы предъявляют повышенные требования к надежности насосов.

**Насосы ЦНС 38-50...250, 5МС-7
и ЦНСК 60-40...200**

Насосы 38-50...250 (ТУ 24-8-405-70) и насосы 5МС-7 (ГОСТ 5.603—70) предназначены для откачивания на участковом водоотливе угольных шахт нейтральной загрязненной воды температурой не выше $+80^{\circ}\text{C}$ с содержанием микрочастиц твердостью до 200 кгс/мм^2 и максим-

мальным размером до 0,2 мм не более 0,5% по массе.

При указанных условиях ТУ № 24-8-405-70 определяет следующие показатели надежности насосов ЦНС 38-50...250: продолжительность работы быстроизнашивающихся деталей — 3000 ч; ресурс до капитального ремонта — 6000 ч.

При указанных условиях ГОСТ 5.603—70 регламентирует следующие показатели надежности насосов 5МС-7: ресурс до первого капитального ремонта — не менее 8000 ч; ресурс быстроизнашивающихся деталей — не менее 4000 ч; в течение указанного срока допускается замена сальниковой набивки.

Насосы ЦНСК 60-40...200 (ТУ 24-8-744-73) предназначены для перекачивания кислотной

воды ($pH < 7$) температурой до $+60^{\circ}C$ с содержанием серной кислоты не более 0,5%; содержание механических примесей не должно превышать 0,5% по массе при размере частиц не более 0,2 мм.

Технические условия регламентируют следующие показатели надежности насосов ЦНСК 60-40...200: средняя наработка на отказ — 2000 ч, средний ресурс — 4000 ч.

При эксплуатации в условиях участкового водоотлива угольных шахт насосы успешно работают на воде, отличающейся существенно большим содержанием и размерами твердых частиц, чем это обусловлено упомянутыми выше ГОСТом и ТУ.

Насосы ЦНС 38-50...250 рекомендуются к использованию на участковом водоотливе шахт

Таблица 2.17

Насосы	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	К. п. д. %	H _{доп} в при t воды 25° С	Рабочая часть характеристики, м ³ /ч	Мощность насоса, кВт	Размер (см. рис. 2.25), мм			Масса, кг
								А	Б	В	
ЦНС 38-50	38	50		59	6	28—48	9	1100	165	245	506
ЦНС 38-75		75		59	6	28—48	13	1195	260	340	581
ЦНС 38-100	38	100		59	6	28—48	18	1290	355	435	655
ЦНС 38-125		125		59	6	28—48	22	1385	450	530	729
ЦНС 38-150	38	150		59	6	28—48	26	1480	545	625	804
ЦНС 38-175	38	175		59	6	28—48	31	1575	640	720	877
ЦНС 38-200	38	200		59	6	28—48	35	1670	735	815	953
ЦНС 38-225	38	225		59	6	28—48	40	1765	830	910	1027
ЦНС 38-250	38	250		59	6	28—48	44	1860	925	1005	1101
5МС-7×2	60	50		63	6		13	1100	165	245	535
ЦНСК 60-40		40		60	5	48—80	11	1081	165	245	500
5МС-7×3	60	75	1475	63	6		19,5	1195	260	340	615
ЦНСК 60-60		60		60	5	48—80	17	1176	260	340	574
5МС-7×4	60	100		63	6		26	1290	355	435	684
ЦНСК 60-80		80		60	5	48—80	22	1271	355	435	648
5МС-7×5	60	125		63	6		32,5	1385	450	530	758
ЦНСК 60-100		100		60	5	48—80	27	1366	450	530	722
5МС-7×6	60	150		63	6		39	1480	545	625	833
ЦНСК 60-120		120		60	5	48—80	33	1461	545	625	796
5МС-7×7	60	175		63	6		45,5	1575	640	720	906
ЦНСК 60-140		140		60	5	48—80	38	1556	640	720	870
5МС-7×8	60	200		63	6		52	1670	735	815	982
ЦНСК 60-160		160		60	5	48—80	44	1651	735	815	944
5МС-7×9	60	225		63	6		58,5	1765	830	910	1056
ЦНСК 60-180		180		60	5	48—80	50	1746	830	910	1018
5МС-7×10	60	250		63	6		65	1860	925	1005	1130
ЦНСК 60-200		200		60	5	48—80	55	1841	925	1005	1092

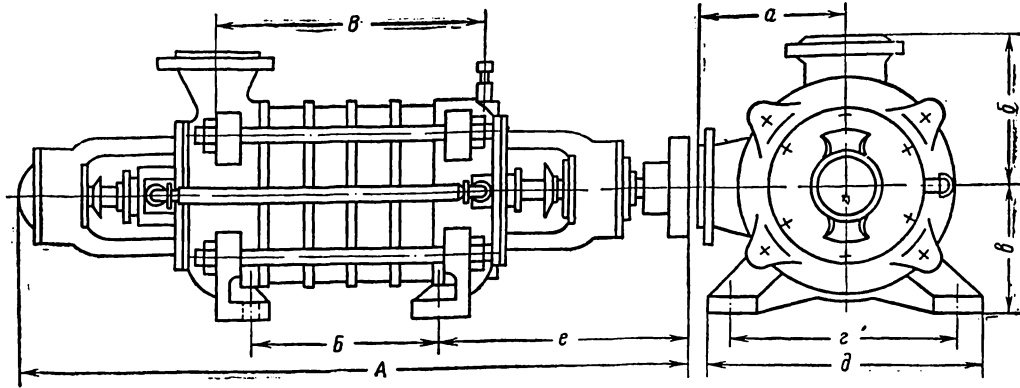


Рис. 2.25. Основные размеры насосов

с нормальным притоком от 20 до 35 м³/ч, а насосы 5МС-7 и ЦНСК 60-40...200 — с нормальным притоком 35—55 м³/ч.

Технические характеристики насосов и их размеры, зависящие от числа рабочих колес, приведены в табл. 2.17. Размеры насосов (рис. 2.25), не зависящие от числа рабочих колес, составляют (мм):

a	б	в	г	д	e
340	340	280	520	600	472

Присоединительные параметры насосов (для подводящего и напорного патрубков) следующие:

Диаметр, мм:	
фланца внутренний	125
фланца наружный	310
отверстий под болты	34
окружности по центрам болтов	250
Число отверстий под болты .	8

На рис. 2.26—2.28 показаны характеристики насосов на одну ступень.

Насос ЦНС 38-50...250 (рис. 2.29) состоит из направляющих аппаратов 9, корпусов 8 направляющих аппаратов, крышек всасывания 12 и нагнетания 19, переднего 19 и заднего 1 кронштейнов. Корпуса направляющих аппаратов стянуты стяжными шпильками 14, стыки их уплотнены кольцевыми резиновыми уплотнениями 11 (шнур резиновый средней твердости диаметром 6 мм, ГОСТ 6467—69).

Детали ротора — рубашка вала 15, втулка 13, рабочие колеса 10, дистанционная втулка 6, гидропята 4 и регулировочные кольца 5 — прижаты гайкой ротора 2 через упорное кольцо 16 к заплечу вала 3.

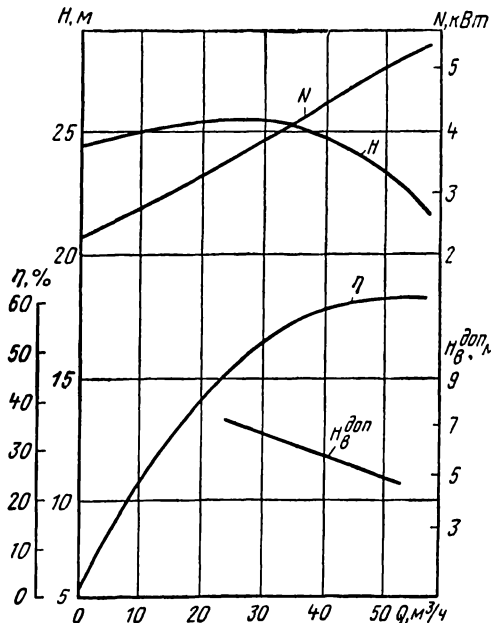


Рис. 2.26. Характеристика насоса ЦНС 38-50...250

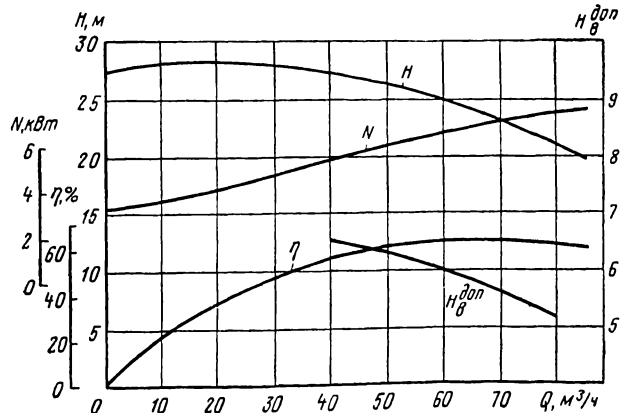


Рис. 2.27. Характеристика насоса 5МС-7

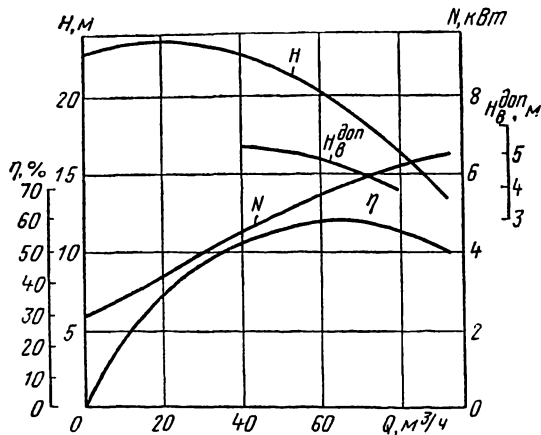


Рис. 2.28. Характеристика насоса ЦНСК 60-40...200

Опоры 20 ротора — роликоподшипники № 3612 установлены в кронштейнах по скользящей посадке, допускающей перемещение ротора в осевом направлении и проворачивание наружного кольца подшипников.

Подшипниковые камеры уплотняются манжетами 18 (манжета 1-65-90-1, ГОСТ 8752—70) и закрыты от попадания воды отбойными кольцами 17. Привод от электродвигателя осуществляется через упругую втулочно-пальцевую муфту. Полумуфта 22 на валу насоса посажена до упора во втулку 21, на которой нанесена риска для контроля положения ротора. При сдвинутом в сторону всасывания роторе контрольная риска должна быть заподлицо с крышкой подшипника.

Уравновешивание осевого усилия, действующего на ротор в сторону всасывания, осуществляется разгрузочным устройством (рис. 2.30). Последнее состоит из втулки разгрузки 7, дистанционной втулки 6, гидропята 2 и кольца разгрузки 4. Уплотнения 5 и 1 кольца разгрузки и гидропята (шнур резиновый диаметром 6 мм) предупреждают протекание воды под кольцом разгрузки и гидропята, тем самым гарантируя надежную работу разгрузочного устройства. Регулировочные кольца 3 позволяют поддерживать разбег ротора в пределах допустимого.

В месте выхода вала из корпуса со стороны всасывания имеются механическое и гидравлическое уплотнения (рис. 2.31). Механическое уплотнение — многослойная плетеная пеньковая набивка ПП-13. Сечение кольца набивки — квадратное со стороной 13 мм. Гидравлическое уплотнение выполнено следующим образом: вода, выходящая из разгрузочного устройства, подается по обводной трубе 9 через отверстие 8 в крышке всасывания 1 в полость гидрозатвора 7, образуя при работе насоса жидкостное кольцо, предупреждающее подсос воздуха через сальниковую набивку 5; из полости гидрозатвора часть воды просачивается по рубашке вала 6, охлаждая сальник, другая часть через зазор между втулкой 3 и втулкой гидрозатвора 4 поступает в полость крышки всасывания на вход в первое колесо; избыток воды для понижения давления на сальник сбрасывается через штуцер 2 или направляется в подводящий трубопровод.

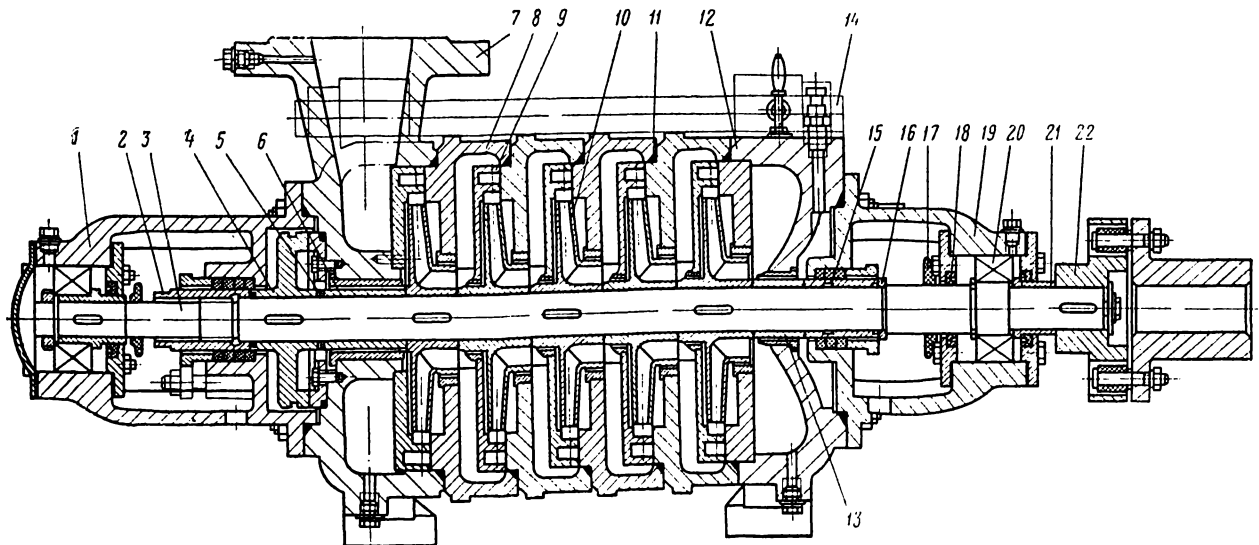


Рис. 2.29. Насос ЦНС 38—50...250

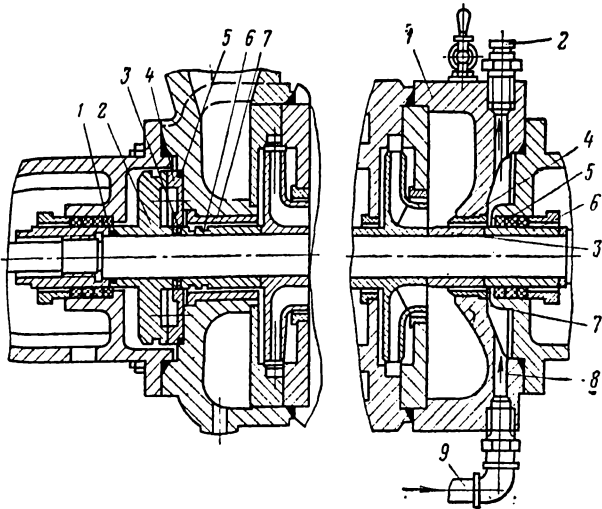


Рис. 2.30. Разгрузочное устройство насоса ЦНС 38-50...250

Рис. 2.31. Гидравлическое уплотнение гала насоса ЦНС 38—50...250

Конструкции насосов 5МС-7 и ЦНСК 60-40...200 отличаются только направляющими аппаратами. Последние выполнены заодно со своими корпусами и, кроме того, имеют уплотняющие кольца, разделяющие всасывающую и нагнетательную полости соседних секций.

При работе в условиях участкового водоотлива насосы обладают хорошими показателями эксплуатационной надежности. Среднее время безотказной работы составляет примерно 8000 ч, средний ресурс до капитального ремонта — 10 000 ч. Среднее снижение напора и к. п. д. в номинальном режиме после наработки 10 000 ч для насоса ЦНС 38-50...250 составляет соответственно 8 и 9%, для насоса 5МС-7—16 и 17%, для насоса ЦНСК 60-40...200—21 и 19%.

Насосам 5МС-7 и ЦНС 38-50...250 присвоен государственный Знак качества.

Насосы изготавливаются серийно Ясногорским машиностроительным заводом с числом ступеней от 2 до 10 и поставляются по требованию заказчика на раме с электродвигателем.

Насосы ЦНС 38-44...220, ЦНС 60-198...330 и 4МСК-10

В соответствии с ГОСТ 10407—70 насосы ЦНС 38-44...220 и ЦНС 60-198...330 предназначены для перекачивания нейтральной воды температурой до 80° С с содержанием механических примесей не более 0,1% по массе при размере твердых частиц не более 0,1 мм.

Отраслевыми ТУ 24-8-107-68 регламентирована следующая характеристика перекачиваемой

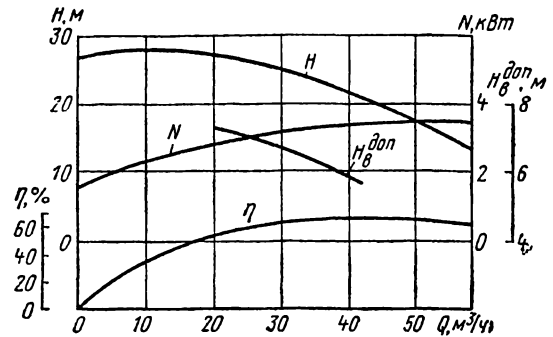


Рис. 2.32. Характеристика насоса ЦНС 38-44...220

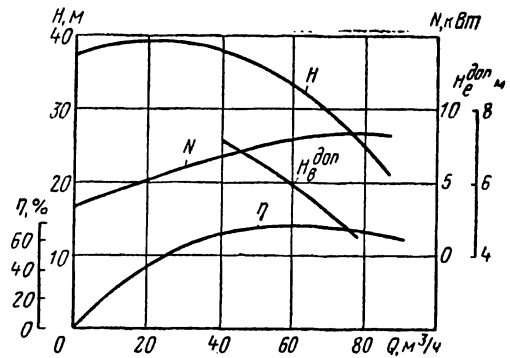


Рис. 2.33. Характеристика насоса ЦНС 60-198...330

мой среды для насосов 4МСК-10: вода кислотная ($pH < 7$) с содержанием серной кислоты от 0,2 до 1,5% и механических примесей не более 0,1% по массе при размере твердых частиц до 0,1 мм; температура перекачиваемой воды не более 40° С.

Насосы ЦНС 38-44...220 могут быть использованы на перекачном водоотливе шахт с нормальным притоком от 20 до 35 м³/ч, а насосы ЦНС 60-198...330 и 4МСК-10 — с нормальным притоком от 35 до 55 м³/ч. При этом насосные агрегаты необходимо устанавливать на фундаменте.

Технические характеристики насосов и их размеры, зависящие от числа рабочих колес, приведены в табл. 2.18, а не зависящие от числа рабочих колес — в табл. 2.19. В табл. 2.20 даны присоединительные параметры фланцев.

На рис. 2.32—2.34 представлены характеристики насосов на одну ступень.

Конструкция насосов аналогична конструкции описанных выше насосов ЦНС 38-50...250, вместе с тем имеются некоторые отличия. Опоры ротора — радиальные сферические подшипники № 1608. Уплотнение вала в местах выхода

Таблица 2.18

Насосы	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	H _{Доп} в при t воды 25° С, м	Рабочая часть характеристики, м ³ /ч	Мощность насоса, кВт	Размер (см. рис. 2.25), мм			Масса, кг
								А	Б	В	
ЦНС 38-44	38	44	2950	69	6	28—48	7	839	85	195	185
ЦНС 38-66	38	66		69	6	28—48	10	910	156	266	213
ЦНС 38-88	38	88		69	6	28—48	13	981	227	337	241
ЦНС 38-110	38	110		69	6	28—48	17	1052	298	408	269
ЦНС 38-132	38	132		69	6	28—48	20	1123	369	479	297
ЦНС 38-154	38	154		69	6	28—48	23	1194	440	550	325
ЦНС 38-176	38	176		69	6	28—48	26	1265	511	621	353
ЦНС 38-198	38	198		69	6	28—48	30	1336	582	672	381
ЦНС 38-220	38	220		69	6	28—48	33	1407	653	763	409
4МСК-10×2	60	66		70	5	48—80	15	870	102	212	239
4МСК-10×3	60	99		70	5	48—80	23	950	182	292	276
4МСК-10×4	60	132		70	5	48—80	31	1030	262	372	313
4МСК-10×5	60	165		70	5	48—80	39	1110	342	452	350
ЦНС 60-198	60	198		70	6	48—80	46	1190	422	532	374
4МСК-10×6				70	5		46				401
ЦНС 60-231	60	231		70	6	48—80	54	1270	502	612	410
4МСК-10×7				70	5		54				440
ЦНС 60-264	60	264		70	6	48—80	62	1350	582	692	447
4МСК-10×8				70	5		62				479
ЦНС 60-297	60	297		70	6	48—80	69	1430	662	772	483
4МСК-10×9			70	5		69				518	
ЦНС 60-330	60	330	70	6	48—80	77	1510	742	852	520	
4МСК-10×10			70	5		77				557	

Таблица 2.19

Насосы	Размер (см. рис. 2.25), мм					
	а	б	в	г	д	е
ЦНС 38-44...220	230	230	200	350	450	399
ЦНС 60-198...330	270	270	230	430	500	406
4МСК-10	270	270	230	430	500	406

Таблица 2.20

Присоединительные параметры	Насос			
	ЦНС 38-44...220	ЦНС 60-198...330 4МСК-10	ЦНС 38-44...220	ЦНС 60-198...330 4МСК-10
	Подводящий патрубков		Напорный патрубков	
Диаметр, мм:				
фланца внутренний	80	100	80	80
фланца наружный	195	230	195	210
отверстий под болты	18	24	18	24
окружности по болтам	160	190	160	170
Число отверстий под болты	8	8	8	8

из корпуса — сальниковая набивка ПП-10 (ГОСТ 5152—66). Соединение кольца гидروطы с гидروطой и кольца разгрузки с крышкой нагнетания выполнены без резиновых уплотняющих прокладок, что может приводить к утечкам в указанных соединениях и нарушать работу разгрузочного устройства.

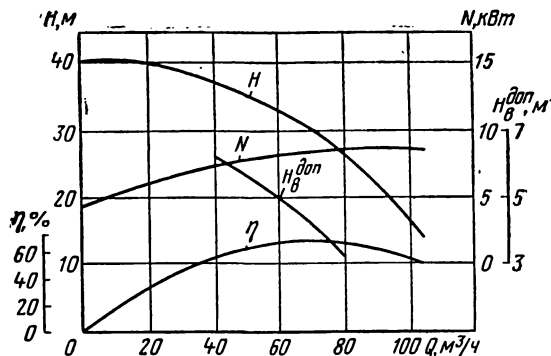


Рис. 2.34. Характеристика насоса 4МСК-10

Насосы ЦНС 38-44...220, 4МСК-10 и ЦНС 60-198...330 изготавливаются серийно Ясногорским машиностроительным заводом, причем первые два — с числом ступеней от 2 до 10, а последний — с числом ступеней от 6 до 10.

Благодаря высокому коэффициенту удельной быстроходности насосы имеют хорошие энергетические показатели при сравнительно малых габаритах и массе.

Насос К-60

В соответствии с ТУ 24-8-566-71 насосы К-60 предназначены для перекачивания неагрессивной технической воды, содержащей до 0,1% по массе взвешенных частиц размером не более 0,1 мм. Нормальная температура перекачиваемой воды +25° С, максимальная +80°С.

Насос К-60 рекомендуется использовать на участковом водоотливе шахт с притоком неагрессивной воды от 35 до 55 м³/ч.

Основные размеры насоса приведены на рис. 2.35.

Присоединительные параметры фланцев следующие:

Диаметр, мм:	Патрубок	
	подводящий	напорный
фланца внутренний	100	80
фланца наружный	205	185
отверстий под болты	18	
окружности по центрам болтов	170	150
выступа под прокладку	148	128
Число отверстий под болты	4	

Ось напорного патрубка расположена вертикально, но может быть повернута на 90, 180 и 270° к вертикальной плоскости (по желанию заказчика).

Техническая характеристика насоса К-60

Подача, м³/ч	60
Рабочая часть характеристики, м³/ч	48—80
Напор, м	20
Частота вращения, об/мин	1450
К. п. д., %	65
Допустимая вакуумметрическая высота всасывания, м	5
Мощность насоса, кВт	5
Масса без электродвигателя и рамы, кг	66

На рис. 2.36 показана характеристика насоса К-60.

Насос К-60 (рис. 2.37) состоит из следующих основных деталей: опорного кронштейна 7, спирального корпуса 2, рабочего колеса 1 и вала 10.

Кронштейн представляет собой чугунную отливку, передняя часть которой служит крыш-

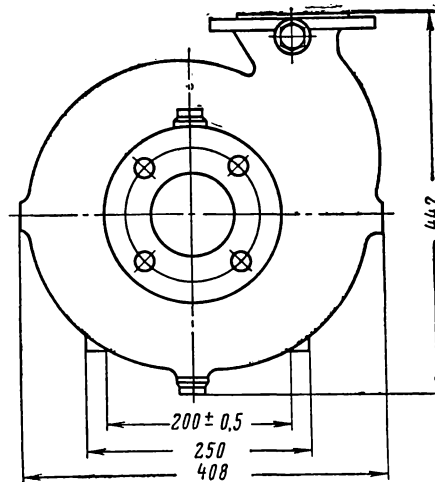
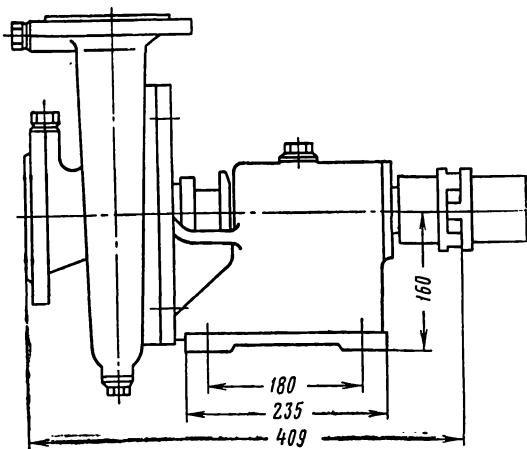


Рис. 2.35. Основные размеры насоса К-60

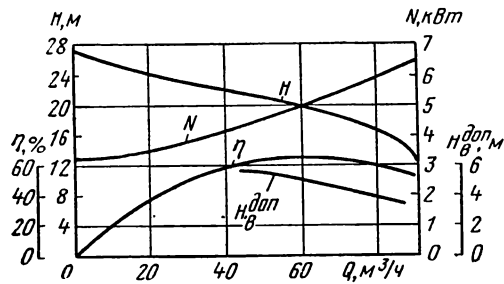


Рис. 2.36. Характеристика насоса К-60

кой спирального корпуса, а задняя — станиной и корпусом подшипников с масляной ванной. Кронштейн крепится к раме четырьмя болтами М16. Чугунная отливка спирального корпуса выполнена заодно с подводящим и напорным патрубками и крепится к кронштейну.

Стык спирального корпуса и кронштейна уплотняется резиновым шнуром 3 диаметром 6 мм. Во фланце подводящего патрубка имеется резьбовое отверстие, закрытое пробкой для заливки насоса перед пуском. Отверстие в верхней части спирального корпуса служит для выпуска воздуха при заливке насоса, в нижней — для слива воды при длительных остановках.

Вал насоса, изготовленный из стали Ст.5, опирается на два шарикоподшипника 6 (№ 308), установленные в корпусе масляной ванны. Последняя заполняется жидкой смазкой (масло ИЗОА ГОСТ 20799—75 или турбинное 30 ГОСТ 32—74) через резьбовое отверстие, закрытое пробкой. Уровень масла в ванне контролируется при вывернутой пробке в нижней части корпуса подшипников. Масляная ванна герметизируется сальниковыми уплотнениями 8,

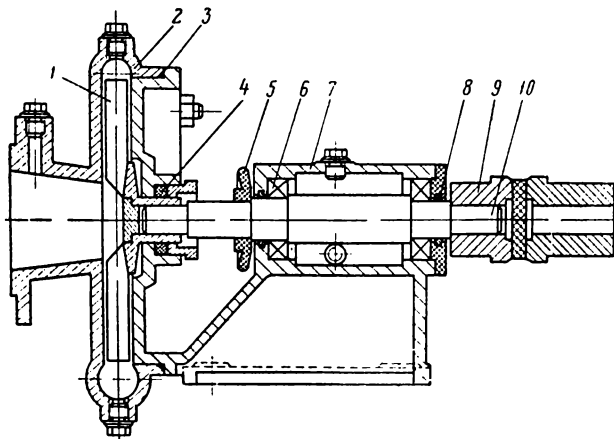


Рис. 2.37. Насос К-60

установленными в расточках корпуса и крышки подшипников. Отбойное кольцо 5 предохраняет от попадания воды в масляную ванну.

Рабочее колесо открытого типа (сталь 35Л) посажено на вал конусом.

На выходе из передней крышки опорного кронштейна вал уплотняется сальниковой набивкой 4, пропитанной антифрикционным составом. Сальниковая набивка поджимается втулкой. Зажатие сальника не должно препятствовать просачиванию воды через него.

Привод от электродвигателя осуществляется с помощью эластичной муфты 9. Направление вращения насоса — правое (по часовой стрелке), если смотреть со стороны электродвигателя.

Благодаря тому, что рабочее колесо открытого типа, осевые усилия не достигают значительной величины и воспринимаются подшипниками.

Небольшая масса и габариты, простота устройства, удобство транспортировки по горным выработкам, возможность установки без фундамента обеспечивают насосам К-60 широкое применение в шахтном водоотливе.

Насосы выпускаются серийно Ясногорским машиностроительным заводом и поставляются в комплекте с электродвигателем на раме.

Насос ЦНМ1-60-100

Центробежный моноблочный одноступенчатый насос ЦНМ1-60-100 предназначен для перекачивания неагрессивной шахтной воды, содержащей механические включения до 0,1% по массе размером не более 0,1 мм. Нормальная температура перекачиваемой воды 25° С. Насос рекомендуется использовать на перекачном участке водоотлива шахт с притоком от 40 до 70 м³/ч.

В обозначении насоса: Ц — центробежный, Н — насос, М — моноблочный, 1 — первая модификация, 60 — подача (м³/ч), 100 — напор (м).

Основные размеры насоса приведены на рис. 2.38.

Присоединительные параметры фланцев следующие:

Диаметр, мм:	Патрубок	
	подводящий	напорный
фланца внутренний	125	80
фланца наружный	246	185
отверстий под болты	17	
окружности по центрам болтов	210	150
выступа под уплотнение	190	128
Число отверстий под болты	8	6

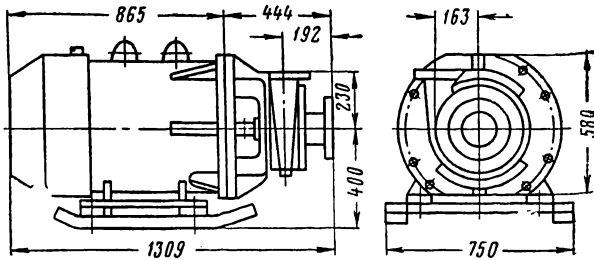


Рис. 2.38. Основные размеры насоса ЦНМ1-60-100

Ось напорного патрубка расположена вертикально, но может быть повернута на 90, 180 и 270° от вертикальной плоскости.

Вращение насоса правое (по часовой стрелке со стороны электродвигателя).

Техническая характеристика насоса ЦНМ1-60-100

Подача, м ³ /ч	60
Рабочая часть характеристики, м ³ /ч	48—80
Напор, м	100
Частота вращения, об/мин	2970
К. п. д., %	67
Допустимая вакуумметрическая высота всасывания при температуре 25° С, м	4
Масса с электродвигателем, кг	800

Технические условия гарантируют ресурс до капитального ремонта 3000 ч.

На рис. 2.39 показана характеристика насоса.

Насос ЦНМ1-60-100 (рис. 2.40) выполнен в одном блоке с асинхронным электродвигателем

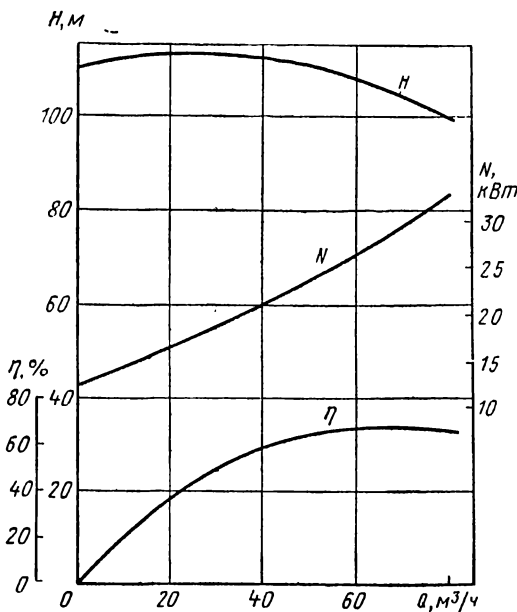


Рис. 2.39. Характеристика насоса ЦНМ1-60-100

лем КОФ41-2МНУ2 фланцевого типа с удлиненным валом мощностью 40 кВт. Исполнение двигателя — РВ. Для удобства транспортировки по горным выработкам электродвигатель установлен на жесткой раме, выполненной в виде салазок.

Основная несущая деталь насоса — кронштейн 2 представляет собой чугунную отливку сложной конфигурации. Кронштейн закрепляется на фланце 1 электродвигателя. Передняя стенка кронштейна служит крышкой корпуса насоса и корпусом сальникового уплотнения, а периферийная часть переднего торца выполнена в форме фланца, к которому на восьми шпильках М16 крепится корпус 10, отлитый заодно с напорным патрубком так, что внутренняя спиральная полость корпуса плавно переходит в диффузор отвода. К фланцу корпуса подсоединена крышка, отлитая заодно с подводным патрубком 17. Стыки кронштейна, корпуса и передней крышки уплотнены резиновым шнуром 13 диаметром 4 мм средней твердости по ГОСТ 6467—69.

Рабочее колесо 12 посажено на вал 5 электродвигателя по напряженной посадке на шпонке и закреплено гайкой 18 с левой резьбой. Для предупреждения отворачивания гайки при слу-

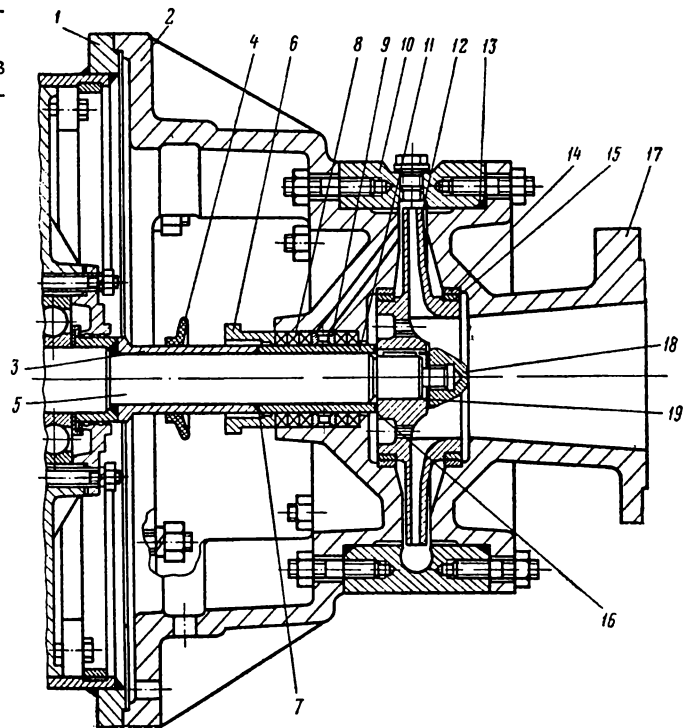


Рис. 2.40. Насос ЦНМ1-60-100

чайном повороте электродвигателя в обратном направлении установлена фигурная шайба 19.

Рабочее колесо уплотняется в передней крышке и кронштейне уплотнительными кольцами 14 и 15, изготовленными для уменьшения износа из материалов разной твердости (бронза АЖ 9-4 и сталь 4Х13). Нормальный радиальный зазор в уплотнении — 0,2 мм. В коренном диске рабочего колеса имеются отверстия для разгрузки подшипников электродвигателя от осевой силы. Наличие резьбы в отверстиях позволяет использовать их для выпрессовки рабочего колеса при разборке насоса. В процессе эксплуатации при профилактических осмотрах отверстия необходимо прочищать от шлама, так как отсутствие свободного прохода в них может привести к преждевременному выходу из строя подшипников электродвигателя.

На выходе из кронштейна вал уплотняется сальниковым уплотнением 8 с гидрозатвором. Сальниковая набивка ТП (ГОСТ 6904—70) сечением 10 × 10 мм поджимается втулкой 6. Вода для гидрозатвора подается из задней пазухи рабочего колеса через отверстие в кронштейне на кольцо гидрозатвора 9. Через расточку и отверстия в кольце вода проходит к поверхности рубашки 11 вала и образует при работе насоса гидравлическое кольцо. Часть воды проникает через зазор между сальниковой набивкой и рубашкой вала, охлаждая их, и сбрасывается в корыто кронштейна, откуда удаляется через специальное отверстие.

Вал под сальником перекрыт рубашкой, которая опирается в дистанционную втулку 3, и защищен от перетекания по нему перекачиваемой воды резиновыми кольцами 7, установленными в торцах дистанционной втулки и рубашки, а также свинцовым кольцом 16 в торце рабочего колеса.

Для защиты подшипников электродвигателя от брызг установлено резиновое отражательное кольцо 4.

По сравнению с многоступенчатыми секционными насосами моноблочные насосы имеют ряд преимуществ: малые габариты и массу, возможность установки без фундамента, относительно низкую стоимость, высокую ремонтнопригодность и простоту обслуживания; удобны для транспортировки по горным выработкам.

Перечисленные преимущества говорят о перспективности применения моноблочных насосов на участковом водоотливе шахт. Насосы выпускаются серийно ЦЭММ производственного объединения «Макеевуголь».

Основными направлениями совершенствования насосов участкового водоотлива являются: повышение энергетических показателей и вса-

сывающей способности, показателей безотказности, долговечности и ремонтнопригодности, дальнейшее снижение габаритов, массы и стоимости.

§ 4. Вспомогательные насосы

К вспомогательным насосам относится большая группа насосов, используемых в шахтах для местного водоотлива при проходке уклонов, горизонтальных выработок и вертикальных стволов, для откачки зумпфов и очистки водосборников от шлама, а также для других целей.

В связи с многообразием условий, характеристик перекачиваемой среды и требований, предъявляемых к вспомогательным насосам, они отличаются значительным разнообразием конструкций.

В качестве вспомогательных применяются центробежные спиральные, секционные, консольные насосы, турбонасосы и насосы объемного действия.

Турбонасос Н-1М

Турбонасос Н-1М предназначен для откачки шахтной неагрессивной воды из забоя при проходке вертикальных стволов, уклонов и горизонтальных выработок. Нормальная температура перекачиваемой воды 20—25° С. При перекачивании воды с температурой ниже 20° С возможно обмерзание канала выхлопного патрубка, соплел и снижение по этой причине подачи. Чтобы обеспечить номинальную подачу при обмерзании, необходимо периодически останавливать насос для оттаивания канала выхлопного патрубка и сопел.

Техническая характеристика турбонасоса Н-1М

Подача, м ³ /ч	25
Напор, м	40
Частота вращения, об/мин	6300
Рабочее давление воздуха, кгс/см ²	4,5—5
Расход воздуха, м ³ /мин	6
Диаметры патрубков, мм:	
воздушного	32
напорного	50
Основные размеры, мм:	
в плане	330 × 490
высота	450
Масса, кг	30

Характеристика турбонасоса приведена на рис. 2.41.

Турбонасос Н-1М (рис. 2.42) состоит из центробежного насоса и турбинного привода — пневматической активной турбины, встроенных

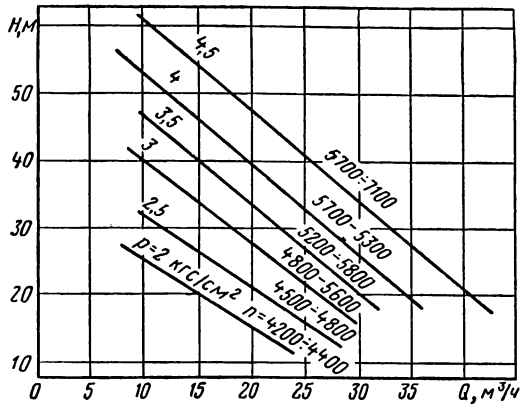
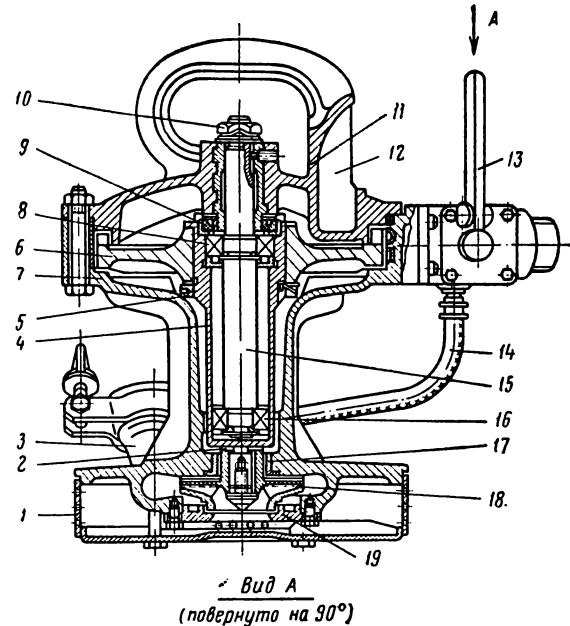


Рис. 2.41. Характеристика турбонасоса Н-1М

в общий алюминиевый корпус 7 с крышкой 11. Крышка отлита заодно с ручкой, в которой выполнен выхлопной канал 12 для удаления отработанного воздуха. В верхней части корпуса турбонасоса имеется прилив, к плоскости которого прикреплен алюминиевый корпус предохранительного клапана 22. При нажатии на рукоятку 13 предохранительного клапана клапан 25, сжимая пружину 26, поднимается с седла 23. При этом сжатый воздух, подведенный к штуцеру 24, начинает поступать через клапан и сопла 20 турбины на торцовые лопатки венца 6 ротора, вращая ротор с закрепленным на его хвостовике рабочим колесом 18 насоса.

Нижняя часть корпуса турбонасоса выполнена в виде спирального отвода, переходящего в напорный патрубок 3. К напорному патрубку крепятся хомутом с накидными болтами и барашками водонапорный шланг и шланг 14, подводящий воду в полость резиновой диафрагмы 21 предохранительного клапана. Давление воды на диафрагму удерживает клапан в открытом состоянии при прекращении нажатия на рукоятку. Клапан автоматически отключает подачу воздуха в турбину при давлении в напорном патрубке менее $0,8 \text{ кгс/см}^2$, что может иметь место в случае подсасывания воздуха через сетку. Чтобы обеспечить возможность работы насоса с напором менее $0,8 \text{ кгс/см}^2$, например при водоотливе в бадью, в напорном патрубке устанавливается дроссельная шайба с отверстием 25 мм. Отключение насоса вручную производится нажатием рукоятки предохранительного клапана в обратную сторону.

При геодезической высоте подачи более 8 м в напорном трубопроводе устанавливается обратный клапан, который закрывается после прекращения подачи и изолирует полость диафрагмы от давления столба жидкости в напор-



Вид А
(повернуто на 90°)

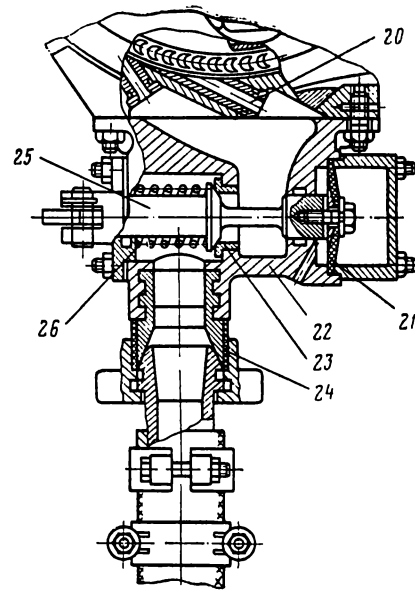


Рис. 2.42. Турбонасос Н-1М

ном трубопроводе, обеспечивая автоматическое отключение турбины предохранительным клапаном.

Венец ротора посажен на стальной стакан 4 и закреплен на нем гайкой 5 со стопорной шайбой. Нижняя 16 и верхняя 8 опоры ротора — подшипники № 205 и № 60206 — посажены на оси 15. Верхний подшипник зажат в стакане с помощью гайки 9, в расточке которой помещена армированная манжета, герметизирующая

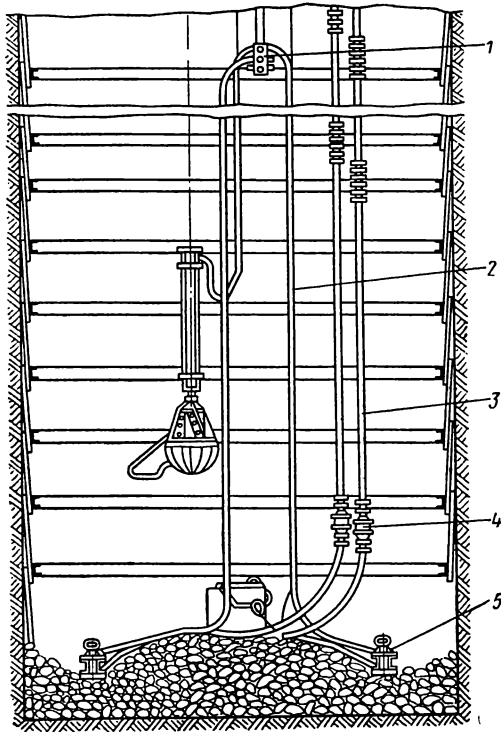


Рис. 2.43. Схема установки турбонасосов Н-1М в забое ствола

полость подшипника. Ось закреплена в крышке гайкой 10 со стопорной шайбой и удерживается от проворачивания стопорным винтом.

Рабочее колесо насоса установлено в спиральном отводе с зазором в задней пазухе до 0,5 мм. Величина зазора обеспечивается с помощью регулировочных колец 2, устанавливаемых между ступицей рабочего колеса и стаканом ротора. Переднее и заднее уплотнения рабочего колеса — щелевые, образованы рас-

трубом 19, втулкой 17 и поясками рабочего колеса. Со стороны всасывания рабочее колесо закрыто сеткой 1.

Турбонасосы Н-1М обладают рядом достоинств, обеспечивающих им широкое применение на водоотливе угольных шахт при проходке вертикальных, наклонных стволов и горизонтальных выработок.

Малые габариты и масса насоса позволяют применять его как переносной. Насос не требует оборудованного водосборника и фундамента. Благодаря простому устройству и автоматическому отключению при понижении уровня воды исключена необходимость в постоянном надзоре и обслуживании квалифицированным персоналом.

Одна из возможных схем установки насосов Н-1М при проходке вертикальных выработок показана на рис. 2.43. Сжатый воздух, необходимый для привода турбины насоса 5, подается по шлангу 2, подключенному к воздухо-распределителю 1. На напорном турбопроводе 3, по которому производится выдача воды в промежуточный водосборник, установлен обратный клапан 4.

Насосы выпускаются серийно Ясногорским машиностроительным заводом.

Винтовые насосы 1В20/10, 1В20/5 и 1В6/5

Одновинтовые насосы 1В20/10, 1В20/5, 1В6/5, изготавливаемые в соответствии с ГОСТ 18863—73 и ТУ 26-06-526-70, предназначены для перекачивания чистой и загрязненной нейтральной воды с содержанием механических примесей до 5% по массе при величине твердых частиц не более 2—3 мм. Температура перекачиваемой жидкости не должна превышать 50° С.

При соблюдении правил эксплуатации и использовании насосов по назначению завод га-

Техническая характеристика винтовых насосов

	1В20/10	1В20/5	1В6/5
Подача, м ³ /ч	17	17	6
Напор, м	100	50	50
Частота вращения, об/мин.	1470	1440	1420
К. п. д., %	60	64	48
Допустимая вакуумметрическая высота всасывания, м		6	
Потребляемая мощность, кВт	7,2	3,5	1,8
Электродвигатель:			
тип	ВАО52-4	ВАО41-4	ВАО32-4
мощность, кВт	10	4	3
Основные размеры агрегата (насоса с электродвигателем) на раме, мм:			
длина	1857	1610	1320
ширина	508	500	365
высота	591	543	355
Масса, кг	240	206	130

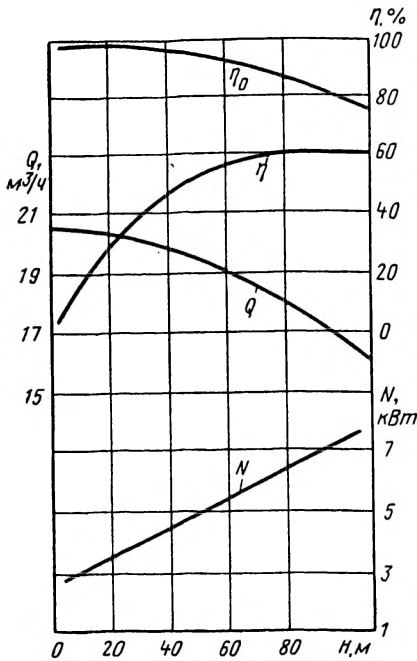


Рис. 2.44. Характеристика насоса 1B20/10

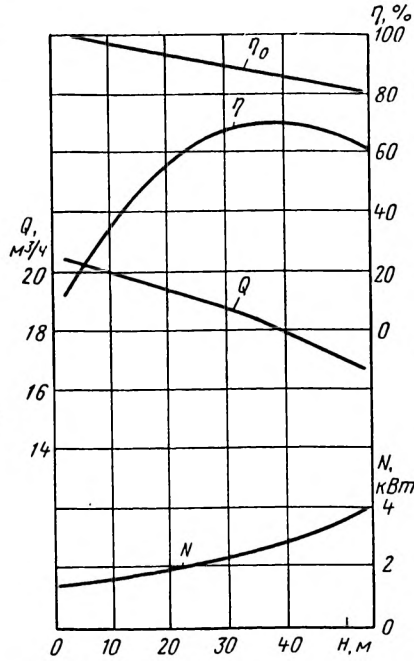


Рис. 2.45. Характеристика насоса 1B20/5

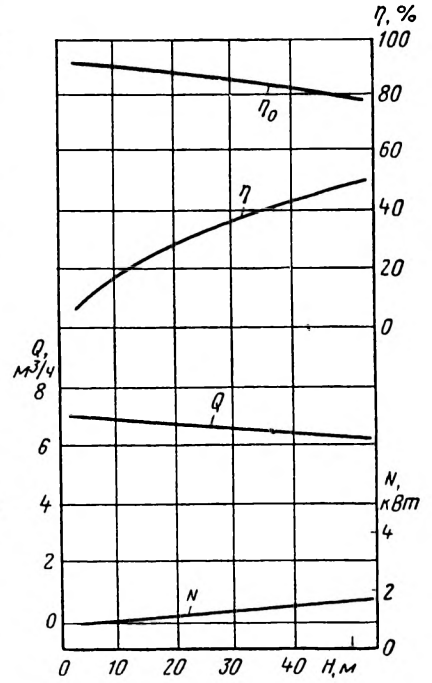


Рис. 2.46. Характеристика насоса 1B6/5

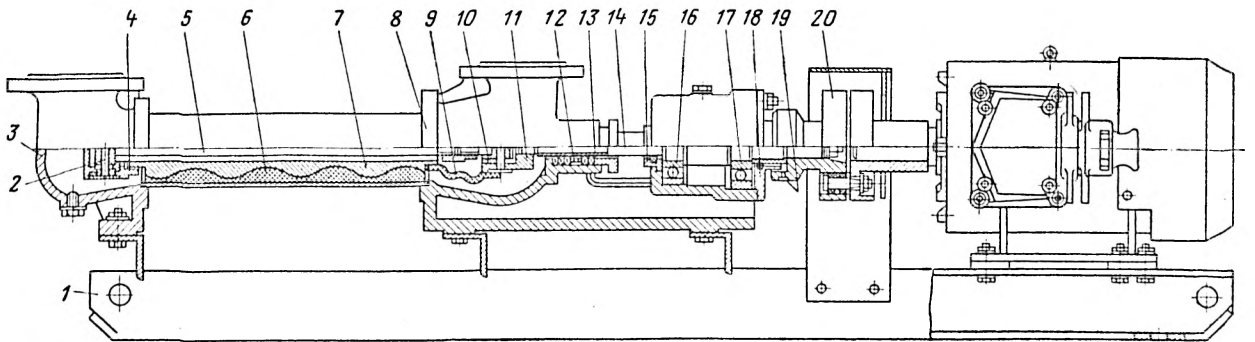


Рис. 2.47. Насос 1B20/10

рантирует ресурс насосов до капитального ремонта 750 ч.

Насосы рекомендуются к использованию для участкового и местного водоотлива шахт, для водоотлива из зумпфов и водосборников при проведении уклонов, наклонных стволов и горизонтальных выработок с притоками неагрессивной воды до 5 м³/ч для насосов 1B6/5 и до 15 м³/ч для насосов 1B20/10 и 1B20/5.

Обозначение насоса состоит из цифры 1 и буквы В, обозначающих сокращенное наименование (одновинтовой), и дроби, числитель которой указывает округленное значение подачи (л) на 100 оборотов винта, знаменатель — давление нагнетания (кгс/см²).

На рис. 2.44—2.46 приведены характеристики насосов.

Присоединительные параметры фланцев даны в табл. 2.21.

Конструкция всех трех типов насосов одинакова. Насос (рис. 2.47) состоит из следующих основных узлов: рабочей и опорной частей, карданного вала, эластичной муфты со стопорным устройством и перепускного устройства.

Насос и электродвигатель смонтированы на раме 1. Рама насосов 1B20/10 и 1B20/5 изготовлена из швеллера № 10, а насоса 1B6/5 — из швеллера № 8 и для удобства транспортировки выполнена в виде салазок.

Таблица 2.21

Присоединительные параметры	Насос					
	1В20/10	1В20/5	1В6/5	1В20/10	1В20/5	1В6/5
	Подводящий патрубок			Напорный патрубок		
Диаметр, мм:						
фланца внутренний	80	80	40	70	70	32
фланца наружный	180	180	130	185	185	135
отверстий под болты . . .	18	18	14	18	18	18
окружности по центрам болтов	145	145	100	150	150	100
Число отверстий под болты . . .	4	4	4	4	4	4

Рабочая часть насоса состоит из стального однозаходного винта 7, резиновой обоймы 6 и чугунного всасывающего корпуса 3.

Однозаходный винт и двухзаходная обойма являются рабочими органами насоса, сообщаящими энергию перекачиваемой жидкости.

Центры поперечных сечений (рис. 2.48) рабочего винта находятся на винтовой линии, ось которой является осью вращения винта. Эксцентриситет e — расстояние центра сечения винта от его оси — для насосов 1В20/10 и 1В20/5 составляет 6 мм, шаг винта — 80 мм, для насоса 1В6/5 — соответственно 5 и 72 мм.

Обойма состоит из стальной обрешиненной изнутри трубы диаметром 105 мм у насосов 1В20/10 и 1В20/5 и диаметром 84 мм у насоса 1В6/5. Для лучшего соединения резины с металлом внутренняя поверхность трубы имеет винтовую нарезку и латунное покрытие. Внутренняя резиновая поверхность имеет двухзаходный винтовой профиль с шагом, в два раза большим шага винта.

Поперечные сечения полости обоймы одинаковы вдоль оси, но повернуты относительно друг друга и образованы двумя полуокружностями и двумя касательными к ним. Диаметр полуокружности (ширина полости) на 0,4—0,7 мм меньше диаметра винта, что обеспечивает необходимое уплотнение рабочих органов и минимум объемных потерь.

Уплотнение стыков обоймы со всасывающим 3 (см. рис. 2.47) и опорным 8 корпусами осуществляется прокладками из картона. Обойма зажата между корпусами с помощью стяжных шпилек.

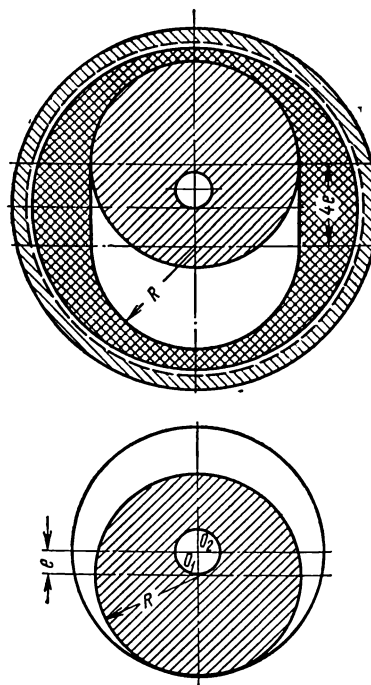


Рис. 2.48. Сечение винта и обоймы винтового насоса

Основные детали опорной части: опорный корпус и приводной вал 14. Чугунный опорный корпус закреплен на раме. Его передняя часть выполнена в виде нагнетательного корпуса с сальниковой коробкой и фланцем нагнетания, а задняя является камерой подшипников приводного вала.

В сальниковой коробке установлена плетеная хлопчатобумажная набивка, которая поджимается грундрбуксой и смазывается солидолом с помощью колпачковой масленки. Стальное кольцо 12 с отверстиями служит резервуаром для смазки сальника. Для предохранения от преждевременного износа поверхности вала под сальником установлена стальная защитная втулка 13. Затяжка сальника не должна быть чрезмерной во избежание сгорания сальниковой набивки и преждевременного износа защитной втулки. Нормальное количество просачивающейся через сальник воды — 0,5 л/ч.

Крутящий момент от электродвигателя передается приводному валу через упругую втулочно-пальцевую муфту. Ведомая полумуфта 20 посажена на приводном валу на шпонке и закреплена гайкой со стопорной шайбой. Приводной вал передает вращение от двигателя карданному валу 5.

Передней опорой 16 приводного вала в насосах 1В20/10 и 1В20/5 служит радиально-упорный подшипник № 46310, в насосе 1В6/5 — подшипник такого же типа № 46308. Задняя опора 17 вала — радиальный однорядный подшипник № 409 в насосах 1В20/10 и 1В20/5 и подшипник № 308 в насосе 1В6/5. Камера подшипников герметизирована войлочными уплотнениями, установленными в стальных втулке 15 и крышке 18. Крышка имеет на ступице семь зубьев, в которые входят три шарика, размещенные в наклонных отверстиях ведомой полумуфты. При вращении вала по часовой стрелке ведомая полумуфта увлекает шарик, которые центробежной силой отбрасываются от поверхности зубьев и не препятствуют вращению приводного вала. При вращении вала против часовой стрелки шарик упирается в радиальные стенки зубьев стальной крышки и стопорят вал. Выпадение шариков из наклонных отверстий предупреждается предохранительным кольцом 19, закрепленным на ведомой полумуфте.

Карданный вал размещен внутри полого рабочего винта. Ведущая муфта 11 соединяет приводной вал с карданным, а ведомая 4 — карданный вал с рабочим винтом. Карданный вал имеет шары по концам. Ведущая и ведомая муфты закреплены на рабочем винте и приводном валу и имеют расточки, в которых установлены сферические вкладыши 10. Пальцы 2, соединяющие шары карданного вала и муфты, вместе с втулками муфт составляют шарнир карданного вала. Втулки и пальцы шарнира предохраняются от выпадания кольцами, закрепленными на муфтах. Шарнирное соединение рабочего винта с карданным валом закрыто крышкой, предохраняющей его от попадания механических примесей перекачиваемой воды. Для герметизации шарнирного соединения карданного и приводного валов используется резиновый сильфон 9, закрепленный одной стороной на рабочем винте, другой — на ведущей муфте.

Винтовые насосы имеют жесткую характеристику; их подача мало меняется с изменением напора. При увеличении напора подача лишь незначительно уменьшается из-за увеличения объемных потерь. Поэтому для регулирования подачи применяется перепускное устройство, которое состоит из трубок и проходного крана, соединяющих всасывающий и опорный корпуса. При открытии крана часть перекачиваемой воды возвращается из полости нагнетания во всасывающий корпус, тем самым уменьшается подача насоса. Кроме того, при открытии крана на время пуска обеспечиваются постоянная

циркуляция перекачиваемой воды внутри насоса и самовсасывание. После пуска кран перекрывается, чтобы избежать излишних потерь.

При перекачивании шлама или воды с большим содержанием взвешенных частиц необходимо по окончании работы промыть насос чистой водой, так как осевший шлам может вызвать поломку при включении. Для очистки насоса от шлама в нижней части всасывающего корпуса имеется отверстие, закрываемое пробкой.

Винтовые насосы обладают рядом преимуществ, благодаря которым они нашли широкое применение в шахтном водоотливе.

Небольшая масса и габариты насосных агрегатов, а также наличие жесткой рамы, выполненной в виде салазок, облегчают их транспортировку по горным выработкам. Насосы не требуют установки на фундаменте и могут работать на неровной почве и в наклонном положении. Благодаря способности самовсасывания облегчается автоматизация насосных установок.

Рабочие органы насосов хорошо противостоят абразивному воздействию загрязненной шахтной воды. Простая конструкция и малое число составляющих деталей способствуют надежной работе насосов. Их обслуживание не требует квалифицированного персонала и систематического ухода.

Винтовые насосы серийно выпускаются заводом им. Гаджиева (г. Махачкала).

Насосы 4НДв-60, 5НДв-60, 6НДв-60, 6НДс-60 и 8НДв-60

Одноступенчатые центробежные горизонтальные насосы с полуспиральным подводом к двустороннему рабочему колесу 4НДв-60, 5НДв-60, 6НДв-60, 6НДс-60 и 8НДв-60 предназначены для перекачивания чистой неагрессивной воды температурой до 100° С.

Первая цифра марки насоса обозначает диаметр напорного патрубка (мм), уменьшенный в 25 раз и округленный, следующие за ней буквенные обозначения показывают: Н — насос, Д — двусторонний (рабочее колесо двустороннего входа): «в» или «с» — высоконапорный или средненапорный. Цифра после черточки показывает приближенное значение коэффициента быстроходности.

Насосы рекомендуются к использованию в качестве вспомогательных и перекачных при стационарной установке и наличии отстойников. Рекомендуемые области применения по притокам: 60 — 120 м³/ч — насосы 4НДв-60, 85—170 м³/ч — насосы 5НДв-60, 145—220 м³/ч — насосы 6НДс-60, 145—240 м³/ч — насосы

Таблица 2.22

Насосы	Размер (см. рис. 2.49), мм								
	а	б	в	г	д	е	ж	и	к
4НДв-60	432	346	300	145	340	300	220	181	330
5НДв-60	466	382	350	162	426	373	266	224	430
6НДв-60	481	392	400	188	492	474	303	260	510
6НДс-60	466	382	365	170	340	385	214	215	330
8НДв-60	622	500	500	243	610	648	390	335	650

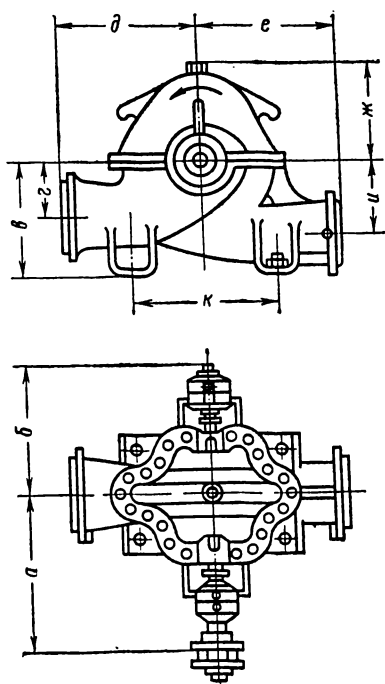


Рис. 2.49. Основные размеры насосов

Таблица 2.23

Присоединительные параметры	Насос									
	4НДв-60	5НДв-60	6НДв-60	6НДс-60	8НДв-60	4НДв-60	5НДв-60	6НДв-60	6НДс-60	8НДв-60
	Подводящий патрубок					Напорный патрубок				
Диаметр, мм:										
фланца внутренний . .	150	150	200	200	250	100	125	150	150	200
фланца наружный	260	260	315	315	370	215	235	260	280	335
отверстий под болты	18	18	18	18	18	18	18	18	23	23
окружности по цент-	225	225	280	280	335	180	200	225	240	295
рам болтов										
Число отверстий под болты	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8

6НДв-60, 270—480 м³/ч — насосы 8НДв-60.

Размеры насосов (рис. 2.49) приведены в табл. 2.22, а присоединительные параметры фланцев — в табл. 2.23.

Техническая характеристика насосов приведена в табл. 2.24.

На рис. 2.50—2.54 представлены характеристики описываемых насосов.

Насосы имеют одинаковую конструкцию. Рабочее колесо 9 насоса, например 8НДв-60 (рис. 2.55), посажено на валу 3 по скользящей посадке на шпонке и зажато с двух сторон защитными втулками 5 с левой и правой резьбой через проставки 7.

Двусторонний подвод воды к рабочему колесу обеспечивает уравнивание осевых сил. Остаточная неуравновешенность воспринимается шарикоподшипником, расположенным на свободном конце вала.

Для предупреждения перетекания перекачиваемой воды по валу торцы рабочего колеса, проставок и защитных втулок уплотнены паронитовыми прокладками. Защитные втулки, изготовленные из чугуна СЧ 18—36, предохраняют вал от износа сапниковым уплотнением.

Корпус насоса 12 представляет собой сложную отливку из чугуна СЧ 18—36, выполненную в виде полуспирального подвода к рабочему колесу и спирального отвода, переходящего в напорный патрубок. В нижней части корпуса имеются резьбовые отверстия, закрытые пробками, для слива воды и кронштейны с лапами для крепления насоса на фундаменте.

Верхняя часть корпуса переходит в горизонтальную обработанную плоскость разъема, проходящую по оси вала, на которой корпус насоса соединяется с крышкой 10.

Таблица 2.24

Насосы	Диаметр рабочего колеса, мм	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	Мощность насоса, кВт	К. п. д., %	Н _{доп} в воды 25° С, м	Масса, кг
4НДв-60	280	180—150	97—104	2950	68,5—63,5	70	2,0—3,3	184
	265	180—126	84—94	2950	59—49,3	70	2,0—4,0	184
	280	108—90	22—24	1450	10,3—8,4	70	6,5	184
5НДв-60	300	180—126	26—30	1450	18,4—15,4	70	6,8—7,3	242
	325	216—150	28—33	1450	23,6—19,9	70	5,8—7,0	242
	350	250—150	31—40	1450	31,6—24,3	68	4,6—7,0	242
6НДв-60	360	360—216	33—42	1450	45,6—35,3	71	4,0—5,5	342
	380	360—216	39—48	1450	52,2—40,5	73	4,0—5,5	342
	405	360—250	46—54	1450	60,5—50,8	75	4,0—5,0	342
6НДс-60	230	300—216	60—69	2950	62,5—53	79	3,9—5,3	240
	242	330—216	64—80	2950	77,4—62	76	3,0—5,3	240
8НДв-60	525	600—400	35—42	960	72—59	79	3,8—6,5	732
	500	500—400	33—36	960	56,6—49	80	5,5—6,5	732
	470	500—400	28—32	960	48,5—44	79	5,5—6,5	732
	525	720—540	89—94	1450	216—178	81	1,4—4,0	732
	500	720—540	76—84	1450	192—155	80	1,4—4,0	732
	470	720—540	67—74	1450	166—138	79	1,4—4,0	732

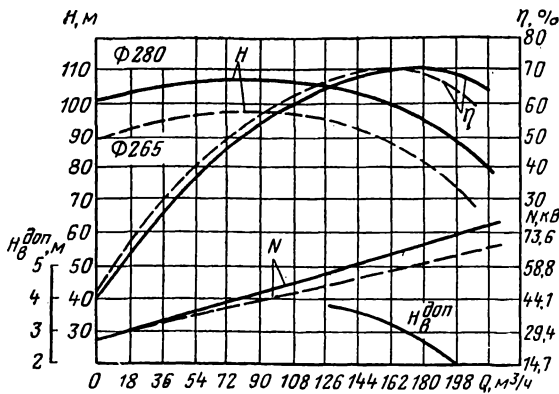


Рис. 2.50. Характеристика насоса 4НДв-60

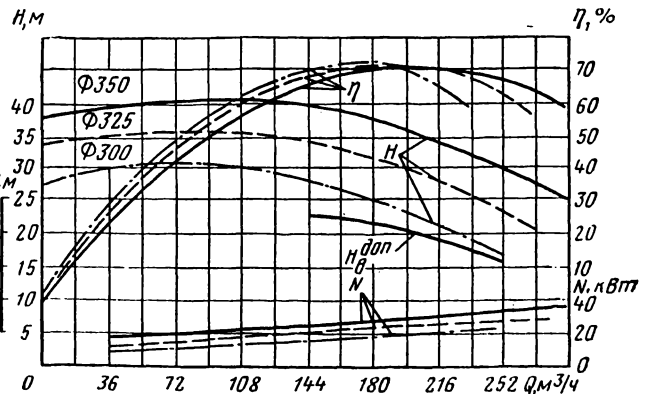


Рис. 2.51. Характеристика насоса 5НДв-60

Подводящий и напорный патрубки расположены ниже плоскости разъема перпендикулярно оси вала под углом 180° друг к другу, благодаря чему имеется возможность производить вскрытие насоса и ремонт ротора без демонтажа подводящего и напорного трубопроводов и снятия насоса с фундамента.

Внутренняя полость крышки (из чугуна СЧ 18—36) выполнена в форме каналов, которые являются продолжением каналов корпуса. В верхней части крышки имеется закрытое пробкой резьбовое отверстие, которое служит для заливки насоса перед пуском или подсоединения вакуум-насоса.

Вал насоса опирается на подшипники 16, заключенные в чугунных корпусах 15. Крышки 1 крепят корпуса подшипников к кронштейнам

корпуса 12 насоса. От проворачивания в кронштейне корпус подшипника удерживается винтом 14. В крышке подшипника устанавливается пресс-тавотница 17 для смазки подшипника. Рекомендуемая смазка — солидол УС-2, УС-3.

Для предупреждения вытекания смазки в корпусе и крышке подшипника размещено уплотнение 2. Отбойные кольца 13 предохраняют подшипники от попадания воды, вытекающей из сальника.

Рабочее колесо уплотняется в корпусе насоса и крышке чугунными уплотняющими кольцами 8, установленными в корпусе и крышке по скользящей посадке и предохраняющими крышку от износа. Нормальный зазор между уплотняющими кольцами и поясками рабочего колеса составляет 0,2—0,25 мм на сторону.

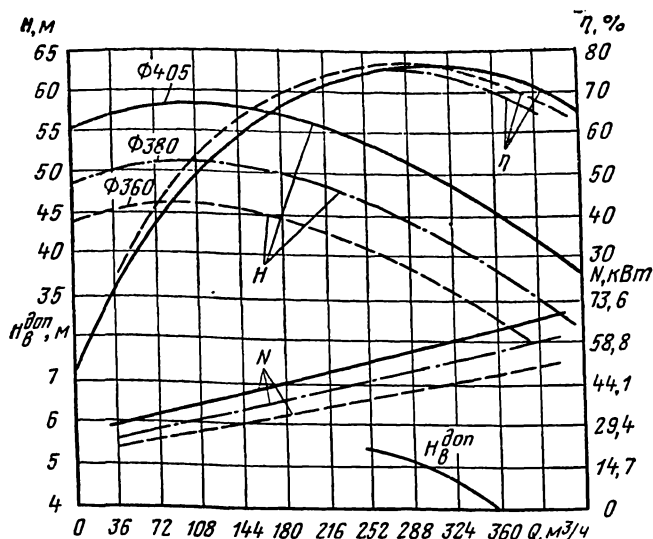


Рис. 2.52. Характеристика насоса 6НДв-60

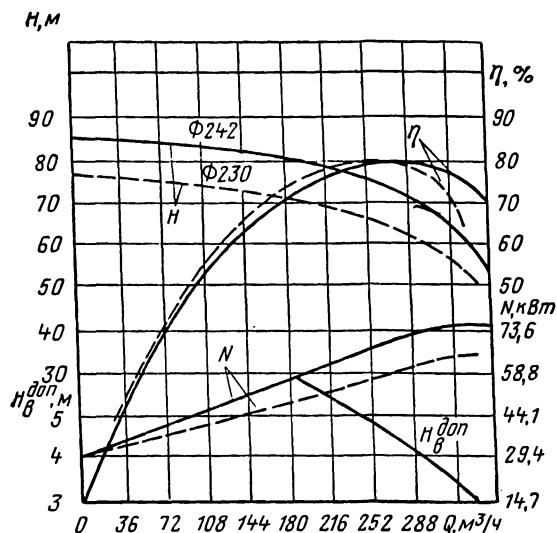


Рис. 2.53. Характеристика насоса 6НДс-60

При неравномерном износе уплотняющих колец на роторе возникает неуравновешенная осевая сила, которая может вызвать поломку подшипника, что, с одной стороны, предъявляет повышенные требования к очистке перекачиваемой воды от механических примесей, а с другой — требует систематического контроля состояния уплотняющих колец и зазора в уплотнении.

На выходе вала из корпуса имеются механическое и гидравлическое уплотнения. Механическое уплотнение, поджимаемое чугунной крышкой 4 сальника, выполнено набивкой из

плетеного хлопчатобумажного шнура. Грунд-бухсы 11 предохраняют корпус и крышку насоса от преждевременного износа.

Для гидравлического уплотнения вода из напорной полости крышки насоса по трубкам подводится к кольцам 6 сальника. Кольца сальника имеют расточку и отверстия, через которые вода проходит к поверхности защитной втулки.

При работе насоса вода, вращаясь вместе с защитной втулкой, образует в полости сальника гидравлическое кольцо, препятствующее проникновению воздуха через сальник. Кроме того, просачиваясь в зазор между защитной втулкой и кольцами сальниковой набивки, вода охлаждает сальник. При работе насоса с подпором более 20 м необходимо заглушить подводящие трубы, чтобы избежать вымывания пропитывающего состава из сальниковой набивки и обеспечить длительную работу сальника. В случае перекачивания воды с большим содержанием взвешенных частиц следует подводить к гидрозатвору чистую воду от постороннего источника. При этом подпор подводящей воды не должен превышать 2 кгс/см².

Вращение насоса правое (по часовой стрелке со стороны электродвигателя), привод от электродвигателя осуществляется через втулочнопальцевую муфту. Ведомая полу муфта 18 установлена на валу насоса на шпонке.

Центробежные одноступенчатые насосы с горизонтальным разъемом корпуса и рабочим колесом двустороннего входа выпускаются серийно заводом «Ливгидромаш» (г. Ливны).

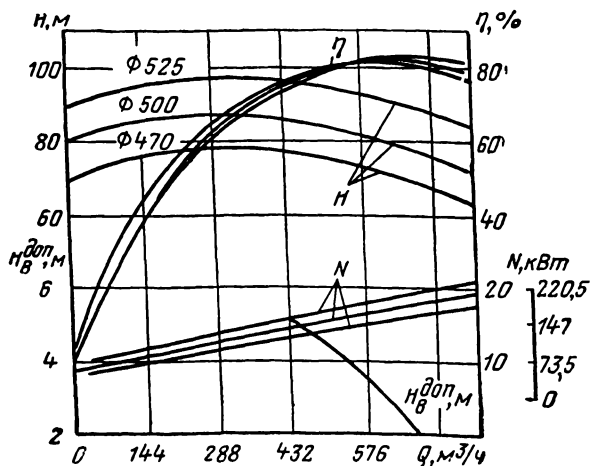


Рис. 2.54. Характеристика насоса 8НДв-60

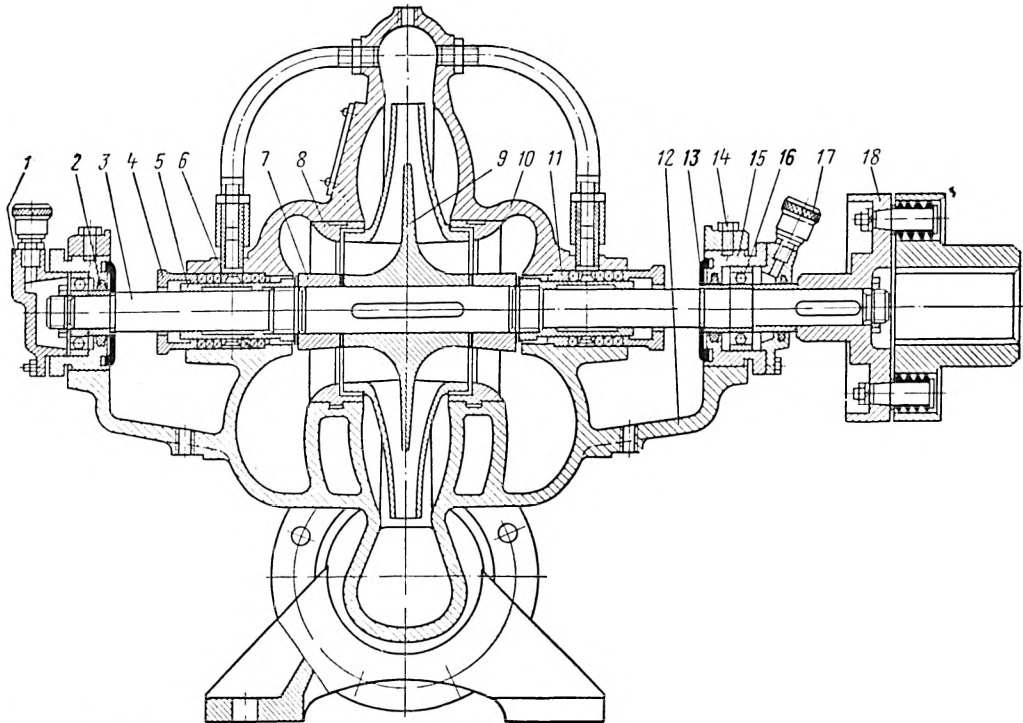


Рис. 2.55. Насос 6НДв-60

Центробежные консольные насосы 2К-6, 3К-6, 4К-6 и 4К-8

Центробежные консольные насосы (ГОСТ 8337—57) предназначены для перекачивания чистой неагрессивной воды с температурой до 85° С.

Для участкового и вспомогательного водотлива шахт используются несколько типов консольных насосов. Из них наибольшее применение нашли консольные насосы 2К-6, 3К-6, 4К-6 и 4К-8.

В обозначении марки насоса первая цифра — диаметр входного патрубка (мм), уменьшенный в 25 раз и округленный; К — консольный, цифра после черточки — коэффициент быстроходности, уменьшенный в десять раз и округ-

ленный. При поставке насосов с колесом уменьшенного диаметра в зависимости от последнего добавляется буква «а» или «б».

Техническая характеристика насосов приведена в табл. 2.25.

На рис. 2.56—2.59 приведены характеристики насосов.

В табл. 2.26 приведены размеры насосов (рис. 2.60), а в табл. 2.27 — присоединительные параметры фланцев.

Консольный насос типа К (рис. 2.60) состоит из следующих основных деталей: спирального корпуса 6, подводящего патрубка 2, рабочего колеса 4, вала 11, опорного кронштейна, сальникового уплотнения 8, упругой муфты.

Внутренняя полость чугунного корпуса 6, отлитого заодно с напорным патрубком, вы-

Таблица 2.25

Насосы	Подача, м³/ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	η _в при t в воды 25° С, м	Рабочая часть характеристики, м³/ч	Мощность насоса, кВт	Масса, кг
2К-6	20	30,8						
3К-6	45	54	2900	64	6	30,6—61	10,5	116
4К-6	90	87		65	5	18—32,5	32,8	138
4К-8	90	55		73	5	18—31	18,5	116

Таблица 2.26

Насосы	Размер (см. рис. 2.60), мм					
	А	Б	В	В ₁	Г	Д
2К-6	312	130	145	150	98	220
3К-6	608	160	200	210	124	310
4К-6	630	160	200	240	158	310
4К-8	608	160	200	210	135	310

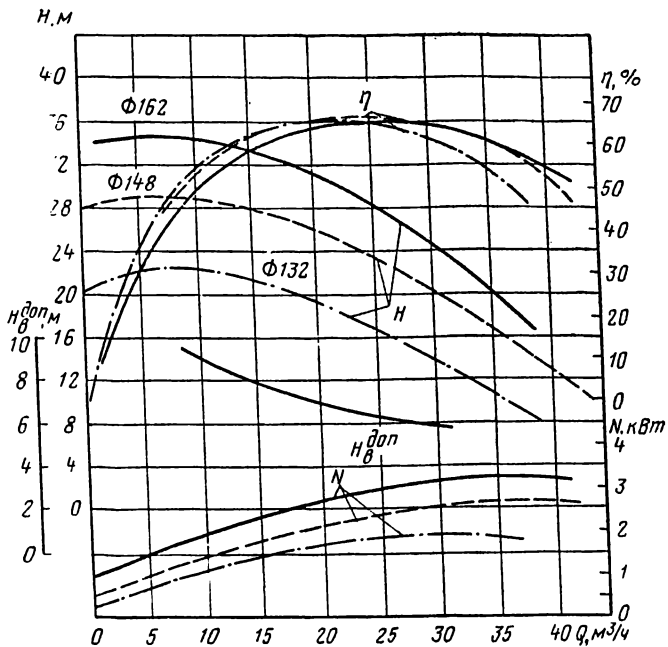


Рис. 2.56. Характеристика насоса 2К-6

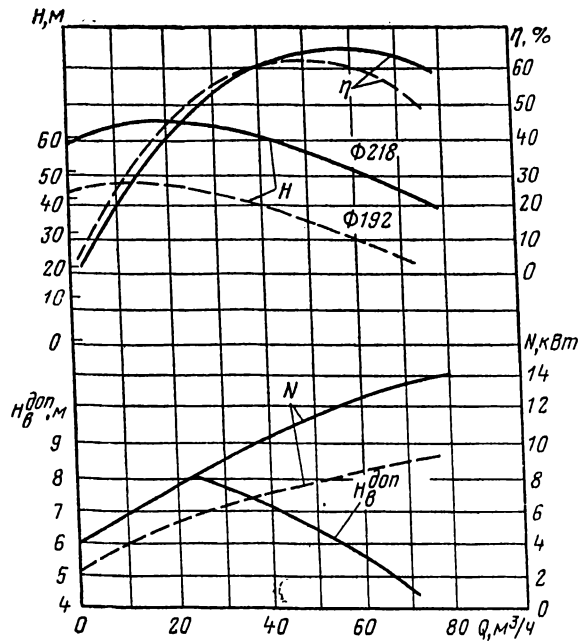


Рис. 2.57. Характеристика насоса 3К-6

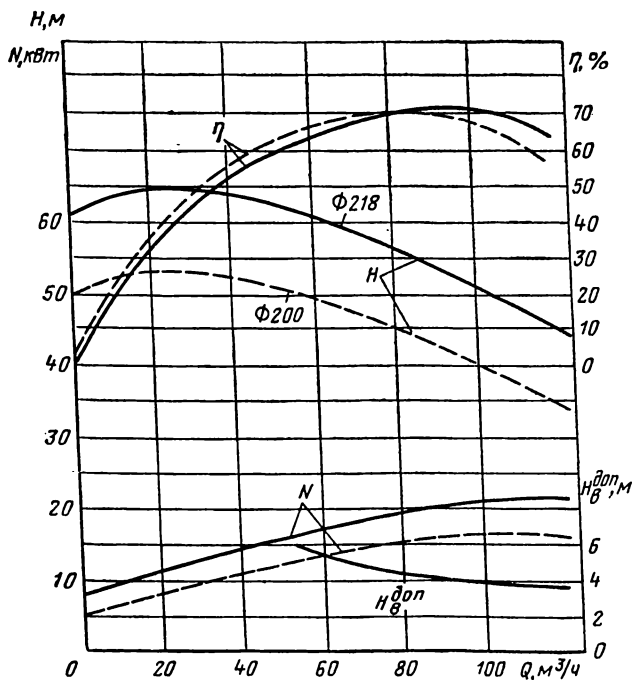


Рис. 2.58. Характеристика насоса 4К-8

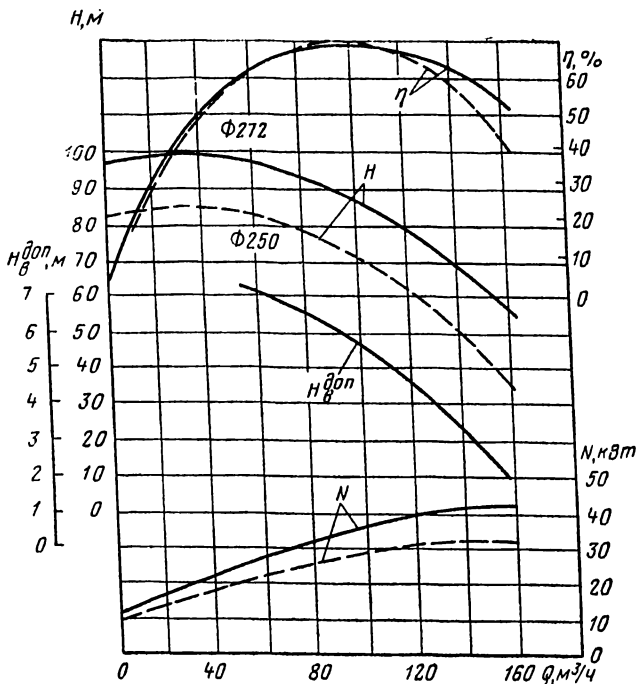


Рис. 2.59. Характеристика насоса 4К-6

полнена в виде спирали, переходящей в диффузор отвода. В верхней и нижней частях корпуса имеются отверстия, закрытые пробками для выпуска воздуха при заливке насоса перед

пуском и слива перекачиваемой жидкости при осмотре и ремонте.

Подводящий патрубок отлит заодно с крышкой корпуса и обеспечивает осевой вход в рабочее колесо. Пробка 1 на фланце подводя-

образуется жидкостное кольцо, препятствующее подсосыванию воздуха на вход в рабочее колесо. Просачиваясь в зазор между сальниковой набивкой и защитной втулкой, вода охлаждает их. Поэтому чрезмерная затяжка сальника недопустима, так как может вызвать сгорание сальниковой набивки и преждевременный износ защитной втулки.

Привод насоса от электродвигателя осуществляется с помощью упругой муфты. Полу-муфта на валу насоса посажена на шпонке и затянута гайкой. Пальцы муфты предохраняются от выпадения пружинным кольцом.

Центробежные консольные насосы обладают рядом достоинств: относительно малыми массой и габаритными размерами, облегчающими их транспортировку по горным выработкам, свободным доступом к рабочему колесу (отсутствует сальниковое уплотнение на входе), что повышает ремонтпригодность насоса, простой конструкцией и относительно низкой стоимостью.

Насосы 3К-6, 4К-6 и 4К-8 изготавливаются серийно Китайским насосным заводом, а насосы 2К-6 — Ереванским насосным заводом и поставляются в комплекте с электродвигателем на раме.

Шламовые насосы

В угольной промышленности при откачивании неосветленных шахтных вод, очистке водосборников от шлама, в зумпфовом и участковом водоотливе широко применяются шламовые насосы.

По конструкции, назначению и характеристике перекачиваемой среды шламовые насосы делятся на собственно шламовые и магнетито-шламовые, или суспензионные. К группе суспензионных относятся насосы 5МШ-1, 8МШ-8, 8С-8 и 10С-8. Эти насосы предназначены для перекачивания воды с большим содержанием взвешенных частиц, обладающих существенными абразивными свойствами. Техническими

условиями на указанную группу насосов регламентирована следующая характеристика перекачиваемой среды: удельная масса перекачиваемой суспензии до 2200 кг/м^3 , температура не более 60°C , максимальный размер твердых частиц 20 мм.

Насосы имеют закрытое рабочее колесо и проточную часть, изготовленные из материалов, особо устойчивых к гидроабразивному износу. Частота вращения насосов, за исключением насоса 5МШ-1, не превышает 985 об/мин.

Шламовые насосы ШН2-200-1, ШН-150-1, ВШН-150 имеют открытое, а насосы 6Ш-8 и 8Ш-8 — закрытое рабочее колесо, повышенную до 1450 об/мин частоту вращения и предназначены для перекачивания менее тяжелых и абразивосодержащих шламовых вод.

В соответствии с техническими условиями насосы ШН2-200-1 и ШН-150-1 предназначены для перекачивания шламовых вод температурой не более 40°C с содержанием твердых частиц в шламе до 50% при максимальном диаметре этих частиц 20 мм.

Таковую же характеристику перекачиваемой среды определяют технические условия на насосы 8Ш-8. Однако по конструкции насосы 8Ш-8 аналогичны суспензионным насосам, поэтому в дальнейшем они рассматриваются вместе с этими насосами.

Насосы ШН2-200-1, ШН-150-1, ВШН-150 и 6Ш-8

Техническая характеристика насосов приведена в табл. 2.28 (получена по данным испытаний на чистой воде).

В табл. 2.29 даны присоединительные параметры фланцев.

На рис. 2.61—2.63 приведены характеристики насосов ВШН-150 и ШН-150-1, ШН2-200-1, 6Ш-8.

Шламовый насос ШН2-200-1 (рис. 2.64) представляет собой одноступенчатый центробежный

Таблица 2.28

Насосы	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	Мощность насоса, кВт	$H_{\text{доп}}$ при t воды 25°C , м	Основные размеры, мм	Масса, кг
ШН-150-1	150	30	1450	62	20	6	685×610×640	223
ВШН-150	150	30		62	20	6	600×860×—	337
ШН2-200-1	200	40		62	35	—	950×605×675	329
6Ш-8	250	54		70	54	5	1085×695×755	486

Таблица 2.29

Присоединительные параметры	Насос					
	Подводящий патрубок			Напорный патрубок		
	ВШН-150, ШН-150-1	ШН2-200-1	6Ш-8	ВШН-150, ШН-150-1	ШН2-200-1	6Ш-8
Диаметр, мм:						
фланца внутренний	125	125	200	125	125	125
фланца наружный	240	240	335	235	260	270
отверстий под болты	16	16	23	18	18	18
окружности по центрам болтов	200	200	295	200	225	220
Число отверстий под болты	8	8	6	8	8	8

насос с консольно расположенным открытым двухлопастным рабочим колесом 6 правого вращения (со стороны двигателя). Рабочее колесо посажено на вал 13 на шпонке по скользящей посадке и удерживается от осевых перемещений болтом.

Опоры 20 вала — четыре попарно установленных шарикоподшипника № 310, расположенные в корпусе 17. Задние подшипники зажаты на валу гайкой 21, а в корпусе — задней крышкой подшипников 22 и воспринимают радиальные и осевые усилия. Осевые усилия незначительные ввиду того, что в насосе применено рабочее колесо открытого типа. Передние подшипники смонтированы на валу и в корпусе свободно, воспринимая только радиальные усилия. Смазка подшипников — масло индустриальное 30, заливается в масляную ванну через пробку 18 в верхней части корпуса

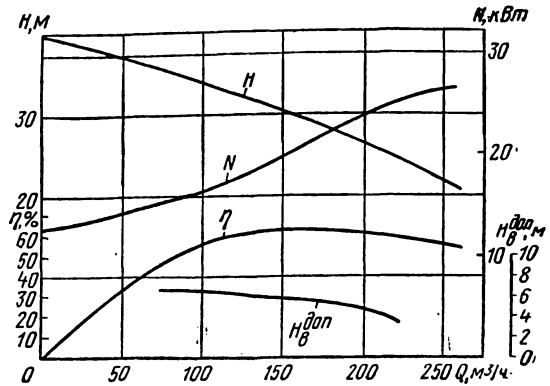


Рис. 2.61. Характеристика насосов ШН-150-1 и ВШН-150

подшипников. Уровень масла устанавливается контрольным отверстием 19, закрытым пробкой.

Корпус подшипников уплотняется резиновыми армированными кольцами 16 типов УМА50 и УМА40, установленными в крышках подшипников. Отбойное кольцо 14 предохраняет передний подшипник от попадания перекачиваемой жидкости.

Корпус подшипников установлен в кронштейне 9, который является станиной насоса. К кронштейну крепится спиральный корпус 4 и задняя броня 7. Крышка корпуса 1 с передней броней 5 крепится к спиральному корпусу. Стыки крышки, спирального корпуса передней и задней брони и кронштейна уплотнены резиновым шнуром 3 средней твердости диаметром 6 мм.

На выходе из кронштейна вал уплотняется торцовым уплотнением, состоящим из манжеты 10 и втулки 11. Манжета закреплена в кольце 8, зажатом на валу, и вращается вместе с валом. Втулка закреплена на крышке 12

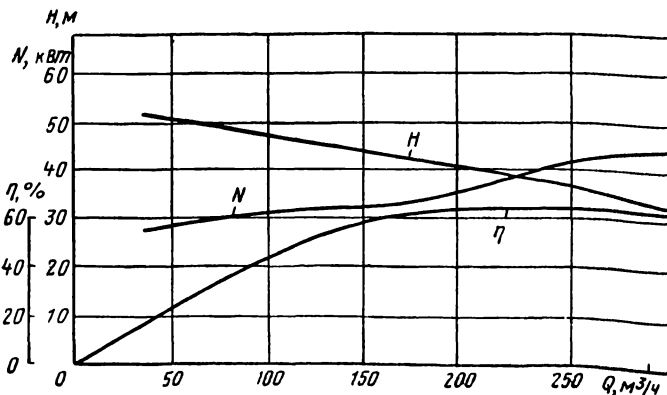


Рис. 2.62. Характеристика насоса ШН2-200-1

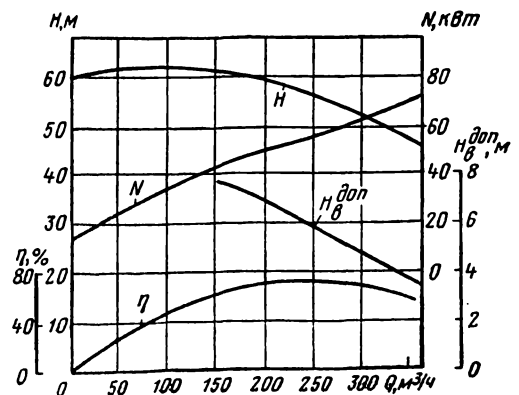


Рис. 2.63. Характеристика насоса 6Ш-8

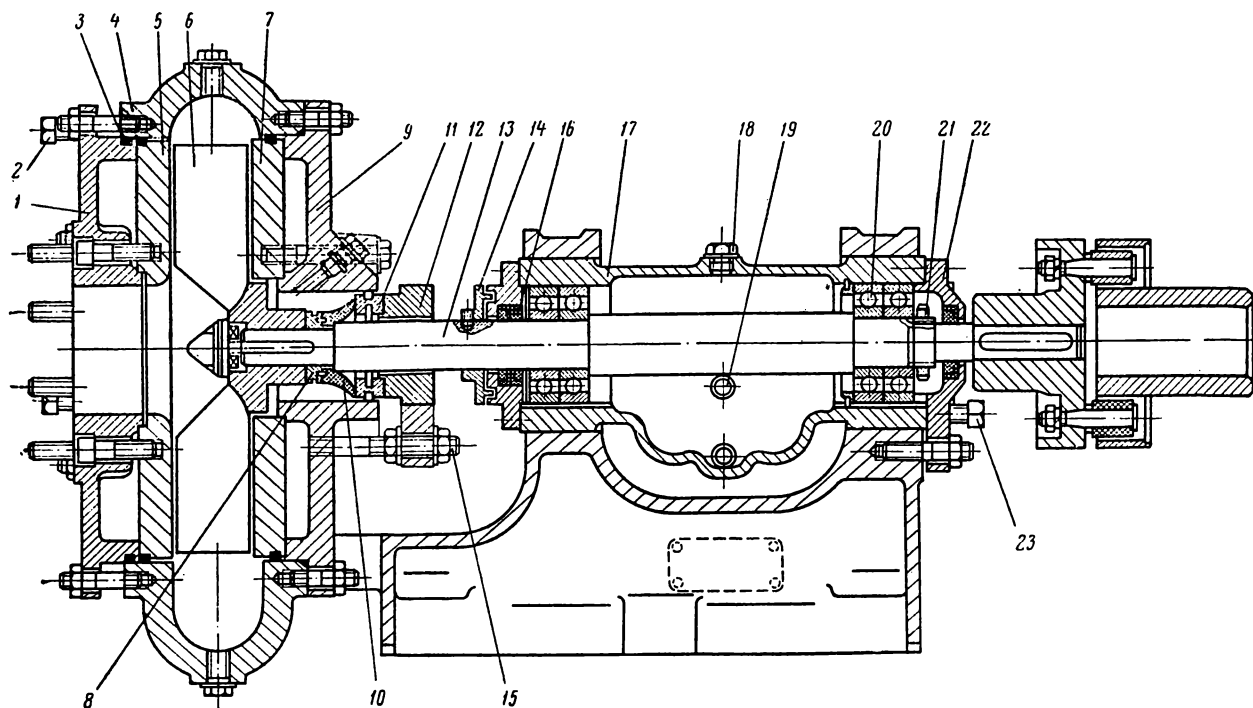


Рис. 2.64. Насос ШН2-200-1

уплотнения и поджимает манжету при перемещении крышки с помощью шпилек 15.

Наличие горизонтального разъема у крышки уплотнения и кронштейна позволяет разбирать насос без демонтажа кронштейна и электродвигателя.

Зазор между лопатками рабочего колеса и задней броней — 0,3 мм. Регулировка зазора выполняется с помощью регулировочных болтов 23 при раскрепленных задней крышке и корпусе подшипников. Такой же зазор между передней броней и лопатками рабочего колеса устанавливается регулировочными болтами 2 при вывернутых болтах крепления крышки корпуса.

Привод насоса осуществляется с помощью упругой втулочно-пальцевой муфты.

Насос ШН-150-1 имеет некоторые конструктивные отличия. Уплотнение его вала на выходе из кронштейна — сальниковое с гидрозатвором, чистая вода к гидрозатвору подается через штуцер в кронштейне. Опорами вала служат два подшипника № 310, установленные в стакане.

Насос ВШН-150 — вертикальный. Сварной корпус насоса выполнен из трубы, к верхнему концу которой приварен фланец крепления электродвигателя, а к нижнему — крышка.

На нижней крышке закреплены спиральный корпус и задняя броня. В расточке нижней

крышки установлен резиновый подшипник, выполняющий роль дополнительной опоры и уплотнения вала. Подшипник смазывается перекачиваемой жидкостью. В средней части трубы приварены снаружи два кронштейна, служащие опорами насоса, а внутри — фланец, к которому крепится стакан — корпус подшипников. В расточках крышек стакана установлены армированные резиновые кольца УМА75, герметизирующие полость корпуса подшипников.

Смазка подшипников — консистентная солидолом марки УС-2. Смазка производится через две пресс-тавотницы. Для предупреждения попадания шлама в корпус подшипников на валу установлен защитный стакан, прижатый к заплечнику вала специальной гайкой.

Проточная часть насоса не отличается от проточной части насоса ШН-150-1.

Рабочее колесо открытого типа крепится на валу с помощью специального болта.

Опорами вала служат два подшипника № 312, установленные в стакане, и резиновый подшипник — в нижней крышке корпуса.

Конструктивно насос 6Ш-8 значительно отличается как от шламовых, так и от суспензионных насосов. Рабочее колесо насоса закрытого типа помещено в спиральный корпус, выполненный заодно с задней крышкой. Насос не имеет бронедисков.

Подводящий патрубок крепится приварным фланцем к передней крышке спирального корпуса и входит в уплотнительное кольцо, образующее пару уплотнения с торцом диска рабочего колеса. Зазор в паре уплотнения, равный 0,5 мм, поддерживается перемещением уплотнительного кольца с помощью специальных регулировочных болтов во фланце подводящего патрубка.

Вал установлен на двух подшипниковых опорах. Передняя опора — два подшипника № 32310 (ГОСТ 8328—75) — воспринимает только радиальную нагрузку, задняя опора — два радиально-упорных подшипника № 346310 — воспринимает радиальную и осевую знакопеременную нагрузку.

Жидкая смазка (масло индустриальное 30) заливается в ванну корпуса подшипников.

Уплотнением вала на выходе из корпуса служат две специальные манжеты в паре с металлической втулкой. При износе одной из манжет перемещением втулки создается уплотнение с другой манжетой. Для уменьшения износа и охлаждения манжет в узел уплотнения через штуцер подается чистая вода.

Благодаря наличию скоб, крепящих корпус подшипников, возможна разборка насоса без демонтажа опорного кронштейна.

Черемховский машиностроительный завод им. К. Маркса осуществляет замену насосов ШН-150 ШН2-200-1 насосом 6Ш-8.

Насосы 8МШ-8, 8С-8, 10С-8, 5МШ-1 и 8Ш-8

Техническая характеристика и габаритные размеры насосов приведены в табл. 2.30.

На рис. 2.65—2.69 показаны характеристики насосов (по результатам испытаний на чистой воде).

Присоединительные параметры даны в табл. 2.31.

Насос 10С-8 (рис. 2.70) — горизонтальный одноступенчатый с консольно расположенным

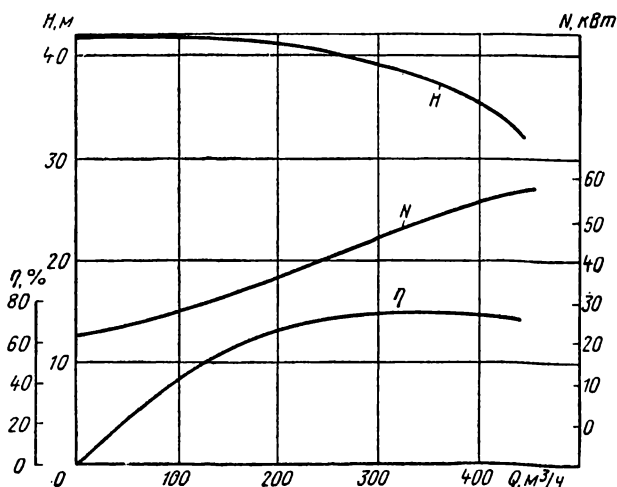


Рис. 2.65. Характеристика насоса 8МШ-8

Таблица 2.30

Насосы	Подача, м³/ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	Рабочая часть характеристики, м³/ч	Мощность насоса, кВт	НДоп при t воды 25° С, м	Основные параметры, мм	Масса, кг
8Ш-8	560	35	985	66	450—620	81	—	1865×1075×970	1740
8С-8	360	42	985	70	300—400	65	—	1630×860×970	1357
10С-8	610	66	985	65	460—700	170	5,8	1840×1146×1060	1824
5МШ-1	150	33	1450	64	100—200	22	6,9	1044×560×580	355
8МШ-8	360	36	985	73	300—400	50	—	1185×860×970	1192

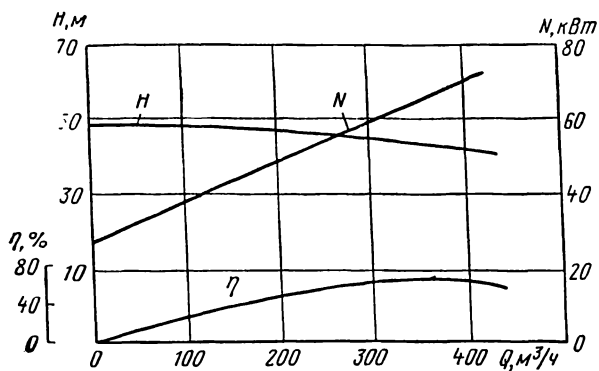


Рис. 2.66. Характеристика насоса 8С-8

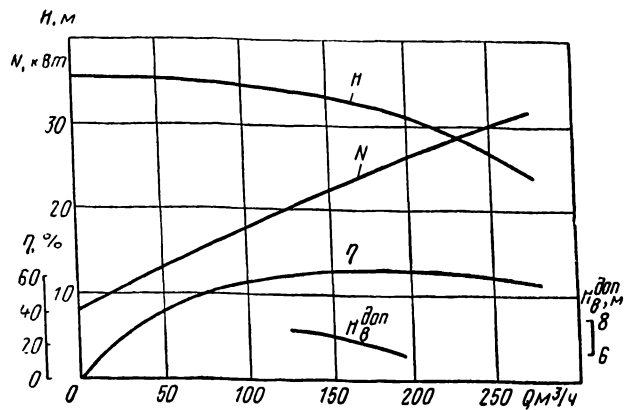


Рис. 2.68. Характеристика насоса 5МШ-1

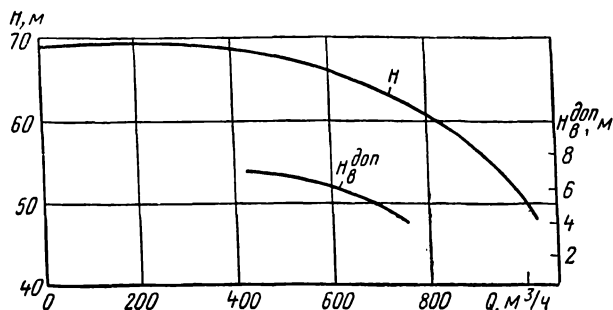


Рис. 2.67. Характеристика насоса 10С-8

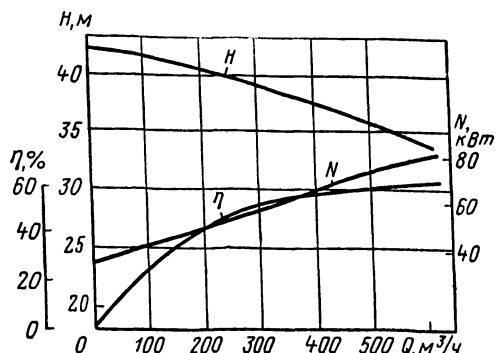


Рис. 2.69. Характеристика насоса 8Ш-8

рабочим колесом 5 закрытого типа и осевым подводом жидкости.

Литая станина 18 имеет горизонтальный разъем, образующий крышку 19, что облегчает процесс разборки насоса. На станине закреплен спиральный корпус 6 с задним бронедиском 9. Со стороны всасывания спиральный корпус закрыт крышкой 3, к которой крепится подводный патрубок 1. Передний бронедиск 4 предохраняет крышку корпуса от гидроабразивного износа.

Рабочее колесо закреплено на валу 20 с помощью резьбового соединения. В коренном диске рабочего колеса имеются пять отверстий для разгрузки ротора от осевых усилий.

Для уменьшения утечек со стороны всасывания установлен направлятель утечек 2, образующий с диском рабочего колеса лабиринтное уплотнение. Со стороны нагнетания рабочее колесо имеет двойное уплотнение: лабиринтное и сальниковое. Лабиринтное уплотнение создается кольцом 7 со ступицей и выступом коренного диска рабочего колеса. Зазор между

кольцом и этим выступом регулируется в пределах до 0,5 мм перемещением кольца с помощью специальных болтов 10.

Сальниковое уплотнение выполнено пропитанной хлопчатобумажной сальниковой набивкой, размещенной в корпусе сальника 12. Сальниковая набивка поджимается крышкой 13.

Вал защищен от преждевременного износа подсальниковой втулкой 8, поверхность которой для повышения износостойкости наплавлена электродом Т-590-ЭН-У30-25 РС2Т-60 (ГОСТ 10051—75).

Для охлаждения сальника и отражения перекачиваемой суспензии сальник оборудован гидрозатвором. Чистая вода под давлением около 0,8 полного напора, развиваемого насосом, подается через штуцер 11 и отверстие в корпусе сальника на его кольцо, а далее через отверстия в кольце сальника — к поверхности подсальниковой втулки. При этом в полости, образованной поверхностью подсальниковой втулки и кольца сальника, образуется гидрокольцо, препятствующее проникновению пере-

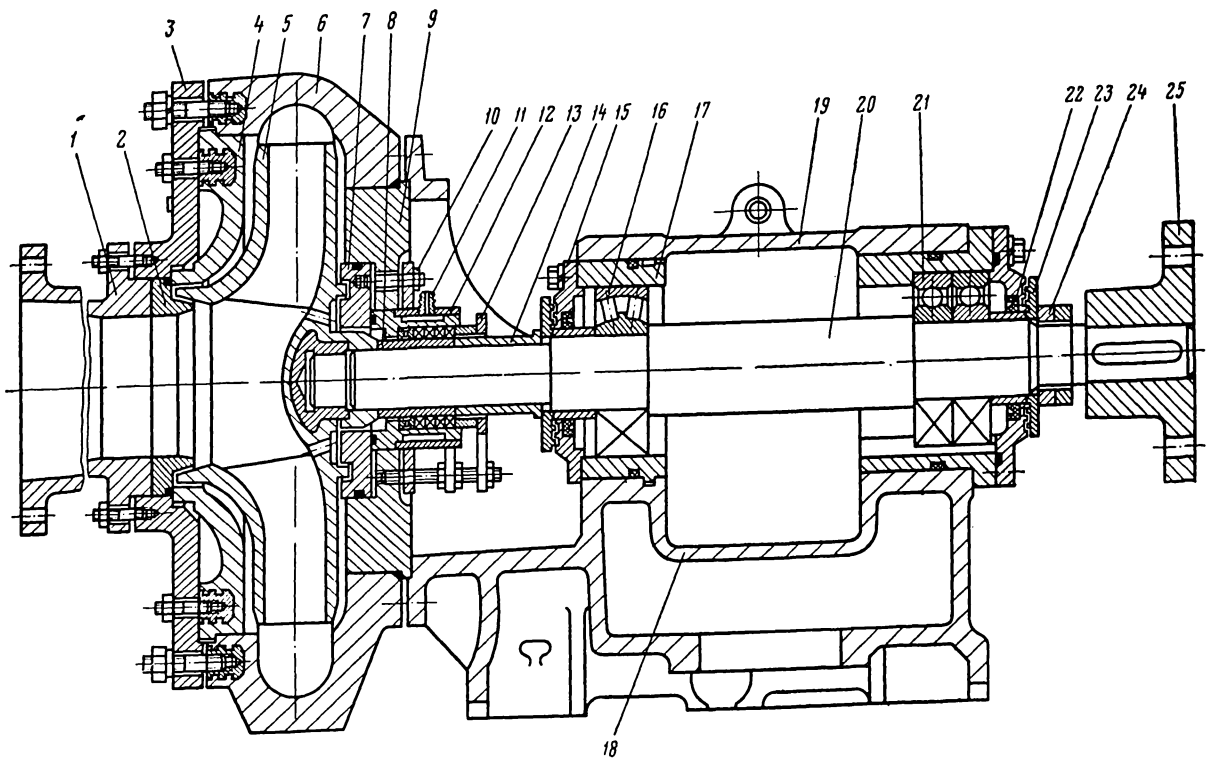


Рис. 2.70. Насос 10С-8

Таблица 2.31

Присоединительные параметры	Насос									
	8Ш-8	8С-8	10С-8	5МШ-1	8МШ-8	8Ш-8	8С-8	10С-8	5МШ-1	8МШ-8
	Подводящий патрубок					Напорный патрубок				
Диаметр, мм:										
фланца внутренний	250	200	250	112	200	200	150	175	100	150
фланца наружный	390	335	395	240	335	395	280	395	236	280
отверстий под болты	23	23	23	20	23	23	26	26	20	26
окружности по центрам болтов	350	295	350	200	295	340	240	340	200	240
Число отверстий под болты	6	6	8	8	6	6	4	4	4	4

качиваемой суспензии в сальник. Часть подаваемой чистой воды уходит через зазор между подсальниковой втулкой и сальником, охлаждая их. Расход воды регулируется поджатием сальника.

Передней опорой 16 вала служит сферический роликоподшипник № 3622, свободно сидящий в стакане 17 и воспринимающий радиальную нагрузку. Задняя опора вала 21 — радиально-упорный сдвоенный подшипник № 366322, зажатый на валу гайкой 24, а в стакане — крышкой, воспринимает осевые и радиальные нагрузки. Смазка подшипников жидкостная маслом индустриальное ИЗОА. Полость камеры подшипников герметизирована резиновыми манжетами 22, установленными в расточках крышек 15, и лабиринтными втулками 23. Задняя лабиринтная втулка прижата к крышке гайкой 24, передняя — втулкой 14.

Вращение насоса правое (по часовой стрелке со стороны электродвигателя), привод от электродвигателя осуществляется через упругую втулочно-пальцевую муфту. Полумуфта 25 на валу насоса посажена на шпонке.

Рабочее колесо, спиральный корпус, передний бронедиск, направлятель утки и кольцо 7 изготовлены из специального сплава И4Х28Н2, стойкого к гидроабразивному износу, что обеспечивает надежную работу насоса при перекачивании шлама с большим содержанием абразивных взвешенных частиц.

Насосы 8С-8 и 8МШ-8 не отличаются от описанной выше конструкции насоса 10С-8. Насос 8Ш-8 имеет лишь некоторые отличия: переднее и заднее уплотнения рабочего колеса — щелевые, диаметр дисков рабочего колеса выполнен больше диаметра лопаток для уменьшения влияния износа щелевых уплотнений, спиральный корпус имеет в верхней части люк, отсутствует задний бронедиск.

Основные отличия насоса 5МШ-1 касаются уплотнения рабочего колеса. Со стороны всасывания рабочее колесо уплотняется торцом подводящего патрубка, который по мере износа торцевой поверхности может перемещаться с помощью специальных регулировочных болтов.

Заднее уплотнение — торцовое, подобно уплотнению насоса ШН2-200 (см. рис. 2.64), выполнено резиновой манжетой, закрепленной на ступице рабочего колеса и неподвижной втулкой, поджимаемой к манжете крышкой уплотнения с помощью шпилек.

Серийный выпуск насосов 8Ш-8 и 10С-8 организован на Черемховском машиностроительном заводе им. К. Маркса.

§ 5. Эксплуатация шахтных центробежных насосов

Для обеспечения эффективной, надежной и экономичной работы шахтного водоотлива необходимо выполнение нескольких основных условий:

сооружать мощные водоотливные установки (центральные, главные и участковые) по проектам, выполненным с учетом современных достижений в области техники и технологии шахтного водоотлива. Для мелких установок допускается их монтаж без подробной технической документации, но с обязательным проведением эксплуатационного расчета, обеспечивающего правильный выбор основных параметров оборудования. Удобно в этом случае пользоваться специальными номограммами, рекомендуемыми ИГМКТ им. М. М. Федорова, которые позволяют по параметрам технологической схемы подбирать необходимое оборудование;

обеспечивать качественный монтаж, наладку и обкатку установки в соответствии с существующими правилами и нормами;

проводить грамотную эксплуатацию установок специально подготовленным персоналом. Не допускать отступлений от требований заводских инструкций, касающихся сроков проведения профилактических осмотров, ревизий отдельных узлов, замены быстроизнашиваемых деталей, замены смазок, необходимых регулировок и т. п.;

осуществлять капитальные ремонты оборудования централизованно на специальных предприятиях;

следить за своевременной заменой изношенного или устаревшего оборудования новым; применять, как правило, автоматическое управление насосами.

Установка и монтаж

При транспортировке насосов отверстия подводящего и напорного патрубков, отверстия под вакуумметр и манометр должны быть закрыты заглушками. В случае получения насоса без заглушек следует удостовериться, что в насос не попали посторонние предметы. Внешним осмотром, прокручиванием ротора необходимо установить отсутствие повреждений корпуса, трубок обводнительной системы, вала и других элементов насоса. Насос и электродвигатель, как правило, устанавливаются на общей фундаментной плите или раме так, чтобы зазор между полумуфтами находился в пределах 6—8 мм при роторе, сдвинутом до отказа в сторону подводящего патрубка. После за-

крепления насоса и двигателя приступают к окончательной проверке совпадения их осей с помощью линейки, накладываемой на полумуфты, или специальной скобы. Несоосность полумуфт не должна превышать 0,2 мм, а непараллельность торцовых плоскостей полумуфт — 0,2 мм. Для безопасности обслуживающего персонала соединительная муфта закрывается кожухом.

Особое внимание должно быть уделено оборудованию подводящего трубопровода. Важно обеспечить его полную герметичность, так как подсосывание даже небольших количеств воздуха резко ухудшает работу насоса. Подводящий трубопровод выполняется по возможности коротким; он не должен содержать резких переходов и острых колен, его диаметр берется не меньше диаметра подводящего патрубка насоса. Подводящий трубопровод прокладывается с систематическим повышением в сторону насоса, чтобы облегчить удаление паров жидкости и пузырьков воздуха, выделяющихся из потока. Этот уклон также необходим для полного вытеснения воздуха при заливке насоса.

Приемный клапан надо располагать ниже минимального уровня воды на 0,5 м, чтобы исключить подсосывание воздуха, и на 0,5 м выше дна колодца, чтобы уменьшить вероятность попадания в насос твердого осадка. От стенок колодца приемный клапан должен находиться на расстоянии не менее 0,3 м. Суммарная площадь отверстий сетки должна быть в 3—4 раза больше площади сечения трубы. На установках проходческого водоотлива, а в некоторых случаях и вспомогательного водоотлива подводющим трубопроводом может служить гибкий шланг.

Не следует применять общий подводящий трубопровод для нескольких насосов, так как это усложняет гидравлическую схему и снижает надежность системы. В схеме нагнетательного трубопровода каждый насос, как правило, должен иметь задвижку и обратный клапан. Задвижка служит для отсоединения насоса от сети при его ремонте, облегчения пуска, а в некоторых случаях для регулирования рабочего режима. Обратный клапан защищает насосную установку от действия гидравлического удара, могущего возникать при внезапном выключении электроэнергии. Подводящий и напорный трубопроводы должны иметь самостоятельные опоры и не передавать усилий на насос.

При монтаже насосную установку следует комплектовать измерительными приборами — вакуумметром, манометром, а при возможности и расходомером. В связи с тем, что вакуумметры и манометры плохо переносят вибрацию и засо-

ряются при работе на грязной воде, их лучше располагать на отдельном щитке и соединять с насосом гибкими шлангами через разделители. Эти приборы, кроме того, должны быть снабжены краниками, позволяющими отключать их при переводе установки на автоматическое управление. Для осуществления заливки насосов водой из напорного трубопровода обратный клапан должен иметь обводную трубку с вентилем, а на крышке всасывания насоса должен быть установлен краник для выпуска воздуха.

При автоматическом управлении насосами монтируются дополнительные датчики, приборы и устройства согласно заводской инструкции.

Подготовка насосов к пуску

После окончания монтажа оборудования проводят подготовку агрегата к пуску. Для этого необходимо следующее:

проверить наличие смазки в подшипниках. Подшипниковая камера должна быть заполнена смазкой примерно на $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{2}$ свободного объема. Излишек смазки может быть причиной нагрева подшипникового узла;

проверить состояние ротора насоса: он должен свободно проворачиваться при отсутствии сальников и вынутых пальцев соединительной муфты. При роторе, сдвинутом до отказа в сторону всасывания, контрольная риска, нанесенная на распорную втулку со стороны муфты, должна быть заподлицо с крышкой подшипника, а зазор между полумуфтами должен составлять 6—8 мм;

заполнить сальники пеньковой набивкой, пропитанной антифрикционным составом. Не рекомендуется сильная затяжка сальников, так как это может вызвать их перегрев. В дальнейшем при опробовании насоса добиваются, чтобы через сальниковую набивку просачивалось небольшое количество воды (до 0,5 л/мин);

проверить правильность направления вращения ротора насоса, который должен вращаться по часовой стрелке, если смотреть со стороны двигателя. В противном случае следует поменять местами две жилы питающего кабеля — вращение ротора насоса в обратном направлении не допускается;

вставить резино-металлические пальцы в соединительную муфту;

проверить наличие пробок на спускных отверстиях, воздушного краника на крышке всасывания, затяжку соединений на подводящем и напорном трубопроводах, установку приборов и т. п.

После проверки исправности агрегата и готовности его к действию насос и подводный трубопровод заполняют водой. Заполнение можно проводить из напорного трубопровода через обводную трубку обратного клапана или от постороннего источника воды через отверстие в крышке всасывания. Выпуск воздуха осуществляется через воздушный краник. Заливку заканчивают после того, как из воздушного краника начнет вытекать вода. При автоматизированном управлении насосами для их заливки используется способ, предусмотренный схемой автоматизации (баковый аккумулятор, вспомогательный насос, управляемый вентиль и т. п.). Включение (даже кратковременное) незалитого насоса не допускается.

При заливке насоса попутно проверяется герметичность подводного трубопровода.

Пуск насоса в работу

При первом пуске насоса после его монтажа необходимо быть особенно внимательным. Если водоотлив автоматизирован, то его первые пуски, наладка и обкатка осуществляются на ручном управлении.

Пуск насоса рекомендуется проводить при закрытой задвижке. После того как двигатель достиг полного числа оборотов, надо постепенно открывать задвижку. Длительная работа насоса при закрытой задвижке не допускается из-за возможности его опасного нагрева. Когда насос запущен, необходимо в первую очередь удостовериться в нормальной работе разгрузочного устройства. Количество воды, вытекающей из сливной трубки, должно составлять 3—6% от номинальной подачи насоса, а ее подогрев не должен превышать 2°С. При проверке затяжки сальников свидетельством нормальной их затяжки является вытекание небольшого (до 0,5 л/мин) количества воды из сальникового устройства. Сильная затяжка сальников вызывает их нагрев, дополнительный расход электроэнергии, а также износ поверхности рубашки и стяжной гайки вала.

Далее открывают краники манометра и вакуумметра и проверяют показания приборов (в том числе постоянного или переносного расходомера), которые должны быть устойчивыми и соответствовать расчетному режиму насоса или соответственно от него отличаться. Большие колебания стрелок вакуумметра и манометра могут быть вызваны подсосом воздуха через неплотности подводного трубопровода и работой насоса в режиме сильно развитой кавитации. Причинами кавитации могут слу-

жить превышение допустимой для данного насоса вакуумметрической высоты всасывания, забивание отверстий сетки приемного устройства посторонними предметами, слишком большая подача, если насос взят с числом колес больше расчетного.

На мощных водоотливных установках, где установлен стационарный расходомер, подача определяется по этому прибору. Для небольших водоотливных установок измерение подачи насоса рекомендуется производить переносным тензометрическим расходомером ТСШ-1.

Если определено, что кавитация вызвана чрезмерной подачей насоса, то нормальный режим может быть установлен прикрытием задвижки.

Температура нагрева подшипников не должна превышать 80°С.

Остановку насоса производят при закрытой задвижке. После первого пробного пуска устраняют все замеченные недостатки, а также подтягивают крепления, регулируют сальники, а в случае повышенной вибрации производят дополнительную центровку агрегата.

После проведения нескольких пробных пусков и устранения недостатков водоотливная установка переводится на автоматическое управление и проверяется в комплексе за несколько циклов откачки — установка готова к эксплуатации.

Уход за насосами во время работы

Если установка автоматизирована, то непрерывный контроль за работой установки и ее защита от аварийных режимов осуществляются комплектом датчиков и устройств, предусмотренных системой автоматизации.

Вместе с тем следует иметь в виду, что длительная и бесперебойная работа насосов в значительной степени зависит от правильного ухода за ними, своевременного проведения необходимых регулировок и оперативного устранения возникающих неисправностей. Уход за насосами должен быть систематическим. Периодичность и объем профилактических мероприятий и ремонтов определяются в соответствии с заводскими инструкциями. Уход за насосами сводится к наблюдению за их работой как на ручном, так и на автоматическом управлении, проверке рабочих режимов по приборам, своевременной смазке, проверке и регулировке разгрузочного устройства, подтяжке или замене сальников, проверке вибрации, очистке сетки приемного устройства от посторонних предметов.

При очередном посещении водоотливной установки дежурным слесарем необходимо перевести установку на ручное управление и проверить положение риски на распорной втулке вала, контролирующей состояние разгрузочного устройства. Если риска отходит от торца переднего подшипника более чем на 3 мм, следует вернуть ротор в нормальное положение с помощью регулировочных колец. Так как износ элементов разгрузки происходит постепенно, то операцию регулировки следует приурочивать к очередному текущему ремонту.

Как уже указывалось ранее, при работе насоса с исправной разгрузкой количество воды, вытекающей через сливную трубку, должно составлять 3—6% от номинальной подачи насоса, а ее температура не должна превышать более чем на 2° С температуру перекачиваемой воды.

Расход воды через разгрузку можно измерить с помощью мерной емкости и секундомера. Поступление через разгрузку больших количеств воды свидетельствует о гидроабразивном износе дистанционной втулки и втулки разгрузки, т. е. об увеличении дросселирующего радиального зазора. При очередном ремонте насоса, предусмотренном графиком, эти детали заменяются.

Повышенный нагрев воды указывает на перекос кольца, диска гидروطы или нарушение уплотнения кольца по отношению к корпусу. Эти неисправности приводят к быстрому разрушению разгрузочного устройства и поэтому должны устраняться немедленно.

Показания манометра и вакуумметра проверяются при каждом осмотре насоса, а его подача, если она измеряется переносным прибором, может проверяться реже.

Для заправки подшипников качения используют жировую смазку 1—13 (ГОСТ 1631—61) или ее заменители — консталины УТ-1, УТ-2 и смазку синтетическую 1—13С МП5—58.

Первоначальное заполнение подшипниковой камеры смазкой не должно превышать $\frac{1}{2}$ ее свободного объема. Пополнение смазки свежими дозами проводится не реже, чем через 100 ч, полная ее замена — не реже, чем через 300 ч работы насоса.

Перед сменой смазки подшипниковые узлы промываются керосином.

Основные неисправности насоса и способы их устранения

При эксплуатации водоотливных установок могут возникать различного рода неисправности, нарушающие их нормальную работу. Для свое-

временного распознавания и устранения неисправностей необходимо знать их внешнее проявление и влияние на рабочий режим насоса. Для этого обслуживающий персонал должен быть хорошо знаком с устройством насоса и основами физических процессов, протекающих при перекачке жидкости.

Ниже рассмотрены некоторые наиболее характерные неисправности насосных установок, их внешние проявления и способы устранения:

насос не развивает напора при включении. Это может быть следствием неполной заливки из-за негерметичности клапана приемного устройства, неполного удаления воздуха из системы, подсосов воздуха через неплотности в подводящем трубопроводе. Устранение этих неисправностей связано с проведением ревизии приемного устройства и подводящего трубопровода, более полным удалением воздуха при заливке. При автоматизированном водоотливе процесс заливки заканчивается спустя некоторое время после пуска насоса;

насос при работе развивает недостаточный напор и имеет малую подачу. Здесь может быть несколько причин: неправильное направление вращения ротора; меньшее число рабочих колес, чем требуется для данной технологической схемы; значительные подсосы воздуха через неплотности в подводящем трубопроводе; нарушение действия гидравлического затвора; нарушение уплотнений рабочих колес из-за износа или поломки уплотняющих колец. Устранение неполадок может заключаться в перемене направления вращения ротора, установке насоса с большим числом колес, ревизии подводящего трубопровода и обводнительной системы, замене уплотнений рабочих колес или замене насоса;

большой расход воды через разгрузку или высокая ее температура. Первое нарушение связано с увеличением радиального дросселирующего зазора, второе — с перекосом разгрузочного диска, перекосом или нарушением уплотнения неподвижного разгрузочного кольца. Устранение этих неисправностей заключается в замене изношенных деталей, ревизии и регулировке разгрузочного устройства;

наблюдается нагрев сальника, что может быть вызвано сильной затяжкой набивки. Устраняется нарушение ослаблением затяжки до появления умеренного просачивания воды;

наблюдается повышенная вибрация насоса, что может быть следствием нарушения центровки электродвигателя с насосом, износом подшип-

ников и работой в режиме сильно развитой кавитации. Вибрация устраняется центровкой насоса, заменой изношенных подшипников, переводом насоса в нормальный режим;

происходит нагрев двигателя. Причиной может быть повышенная по сравнению с расчетной подача, если напор насоса взят с большим запасом. Устраняется снятием лишнего рабо-

чего колеса и заменой его втулкой или регулировкой насоса задвижкой.

Приведенный перечень не исчерпывает всего многообразия возникающих неисправностей насосной установки. Поэтому обслуживающий персонал должен уметь на месте быстро установить неисправность и оперативно ее устранить.

Глава 3

КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 1. Назначение, основные параметры и выбор компрессорных установок

Шахтные компрессорные установки (компрессоры) предназначены для выработки сжатого воздуха давлением 4—9 кгс/см², служащего для питания оборудования с пневматическим приводом: комбайнов, породопогрузочных машин, вентиляторов местного проветривания, отбойных и бурильных молотков, эрлифтных установок, закладочных машин, устройств пневмоавтоматики и др.

Компрессоры широко применяются на шахтах с крутыми пластами, где по условиям безопасности запрещается применение электричества и сжатый воздух является единственным видом энергии. На шахтах с другими горно-геологическими условиями компрессоры используются в меньшей степени и служат главным образом для обеспечения сжатым воздухом машин и механизмов, выполняющих вспомогательные работы.

Сжатый воздух вырабатывается стационарными поверхностными или располагаемыми на участках передвижными компрессорными установками. Последние применяются в случаях, когда необходимо сравнительно небольшое количество воздуха в удаленных от ствола местах.

Промышленностью выпускаются стационарные двухступенчатые поршневые компрессоры производительностью 10, 30, 50, 100 м³/мин, центробежные компрессоры производительностью 115, 250, 500 м³/мин и конечным давлением 5,5—8 кгс/см². В настоящее время освоено производство компрессоров винтового типа производительностью 25 м³/мин.

Производительностью компрессора называется количество воздуха, засасываемого компрессором в единицу времени. Производительность измеряется в м³/мин или м³/с, приведенных к давлению и температуре окружающей среды.

Конечным давлением компрессора называется давление, создаваемое им в нагнетательном трубопроводе. Давление может быть избыточным по отношению к атмосферному и абсолютным, когда учитывается величина атмосферного давления. В паспорте компрессора указывается избыточное давление, в термодинамических расчетах пользуются абсолютным давлением.

Рабочие процессы и характеристики

Термодинамические процессы, происходящие при сжатии воздуха в поршневом, центробежном или винтовом компрессоре, в принципе одинаковы.

Процесс сжатия воздуха в компрессоре зависит от условий подвода и отвода тепла. При изотермическом сжатии все тепло, выделяющееся в процессе сжатия, отводится и температура сжимаемого воздуха остается постоянной. Теоретическая работа, совершаемая поршнем компрессора, численно равна площади индикаторной диаграммы, подсчитывается из выражения

$$L_{из} = 2,303P_1V_1 \lg \frac{P_2}{P_1} 10^4, \text{ кгс} \cdot \text{м}; \quad (3.1)$$

работа, затрачиваемая на 1 м³ засасываемого воздуха,

$$l_{из} = 2,303P_1 \lg \frac{P_2}{P_1} 10^4, \text{ кгс} \cdot \text{м/м}^3. \quad (3.1a)$$

При адиабатическом сжатии теплообмен воздуха с окружающей средой отсутствует. Политропическое сжатие характеризуется частичным отводом или подводом тепла. Работа поршня при адиабатическом и политропическом сжатии

$$L_{пол} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] 10^4, \text{ кгс} \cdot \text{м}; \quad (3.2)$$

работа, затрачиваемая на засасывание 1 м³ воздуха, —

$$l_{пол} = \frac{n}{n-1} P_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] 10^4, \text{ кгс} \cdot \text{м/м}^3. \quad (3.2a)$$

Конечная температура сжатого воздуха при адиабатическом и политропическом сжатии

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ } ^\circ\text{К}. \quad (3.3)$$

При отводе от компрессора тепла в количестве, равном количеству тепла, которое выде-

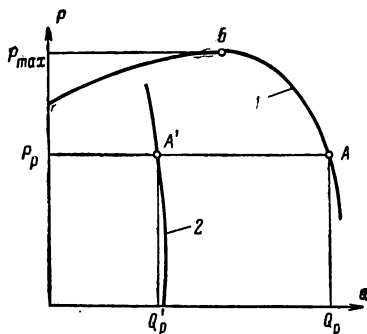


Рис. 3.1. Характеристики центробежного (1) и поршневого (2) компрессоров

ляется от трения поршня о цилиндр, процесс сжатия близок к адиабатическому; показатель процесса $n = 1,41$. При отводе большего количества тепла процесс становится политропическим ($1 < n < 1,41$). При отводе тепла в количестве меньшем, чем выделяется от трения поршня, процесс также политропический с $n > 1,41$.

Необходимая мощность на валу компрессора определяется по удельной изотермической или адиабатической работе из формулы

$$N_k = \frac{l_{из}Q}{60 \cdot 102 \eta_{из} \eta_{мех}} = \frac{l_{ад}Q}{60 \cdot 102 \eta_{ад} \eta_{мех}}, \text{ кВт.} \quad (3.4)$$

В выражениях (3.1)—(3.4) приняты следующие обозначения:

P_1, P_2 — начальное и конечное абсолютное давление воздуха, кгс/см²; T_1, T_2 — начальная и конечная температура воздуха, °К; V_1 — объем засасываемого в цилиндр воздуха, м³; Q — производительность компрессора, м³/мин; $\eta_{из}, \eta_{ад}, \eta_{мех}$ — изотермический, адиабатический и механический к. п. д. компрессора.

Изотермический и адиабатический к. п. д. компрессора не являются коэффициентами полезного действия в обычном понимании этого слова. Они представляют собой отношение теоретической изотермической или адиабатической работы, подсчитанной по формуле (3.1) или (3.2), к фактической индикаторной работе компрессора, т. е. к работе, совершенной поршнем.

Для предотвращения возникновения слишком высокой температуры сжатого воздуха, опасной в отношении воспламенения нагара и масла, а также для увеличения к. п. д. поршневые компрессоры, развивающие давление до 8 кгс/см², выполняются с двумя ступенями сжатия и межступенчатыми водяными охладителями. Водой охлаждаются также цилиндры.

Для отдельных ступеней поршневых компрессоров справедливы выражения (3.1)—(3.4). При этом принимаются $n \approx 1,4$; $\eta_{из} = (0,6 \div 0,7)$; $\eta_{ад} = (0,8 \div 0,9)$; $\eta_{мех} = (0,92 \div 0,95)$. Мощность, потребляемая компрессором, равна сумме мощностей отдельных ступеней.

Центробежные компрессоры выпускаются с охлаждением сжатого воздуха в промежуточных охладителях после каждого двух-трех колес, в которых воздух сжимается без охлаждения. Каждое колесо и группу неохлаждаемых колес можно рассматривать как отдельные ступени сжатия компрессора, для которых справедливы выражения (3.2), (3.2а), (3.3) с показателем процесса сжатия $n \approx 1,55$.

Кривая, выражающая зависимость между производительностью Q и конечным давлением P компрессора, называется его характеристикой. На рис. 3.1 представлены индивидуальные характеристики центробежного и поршневого компрессоров при постоянной скорости вращения и постоянном давлении воздуха перед всасывающим патрубком. Точки A и A' , в которых пересекается линия давления воздуха в нагнетательном коллекторе P_p с характеристиками компрессоров, являются рабочими точками. Их абсциссы соответствуют создаваемой производительности компрессоров.

На характеристике центробежного компрессора имеется точка B , соответствующая максимальному давлению P_{max} . Если рабочая точка компрессора находится на правой ветви кривой $P-Q$, то компрессор работает устойчиво. Если в связи с уменьшением расхода воздуха из сети рабочая точка окажется на левой ветви, то работа турбокомпрессора станет неустойчивой. Неустойчивая работа сопровождается помпажем, при котором прекращается подача воздуха в сеть, происходит обратное движение воздуха через компрессор и резкое сотрясение воздухопроводов и машины в результате закрытия обратного клапана. После того, как давление в сети станет ниже давления, развиваемого турбокомпрессором при нулевой производительности, возобновляется нормальная работа компрессора, давление в сети вновь увеличивается, рабочая точка смещается влево, переходит на левую ветвь и т. д. В связи с тем, что явление помпажа вредно воздействует на компрессор, в условиях эксплуатации принимают меры, исключающие работу компрессора на левой ветви.

На шахтах на общую воздухопроводную сеть обычно работают параллельно несколько центробежных и поршневых компрессоров. Суммарная напорная характеристика компрессорной станции представляет собой кривую, полу-

ченную сложением производительностей всех работающих компрессоров при одинаковых давлениях.

Наклон характеристики определяется ее производной $\frac{dP}{dQ}$, которая называется жесткостью.

При абсолютно жесткой характеристике производительность компрессора не зависит от развиваемого им давления, при мягкой характеристике увеличение давления сопровождается уменьшением производительности компрессора.

На рис. 3.2 показаны рабочие зоны индивидуальных и суммарных характеристик поршневых компрессоров 4M10-100/8 и центробежных К-250-61-1. По рисунку видно, что характеристика компрессорной станции имеет меньшую жесткость (более полого), чем индивидуальные характеристики компрессоров. В силу этого производительность компрессорной станции регулируется в некоторых пределах без применения специальных средств в зависимости от изменения давления. Широко распространено мнение о том, что характеристики поршневых компрессоров значительно жестче, чем характеристики центробежных, справедливо до некоторой степени только для индивидуальных характеристик (кривые 2 и 1) и объясняется разной величиной производительности этих компрессоров. При одинаковых производительностях жесткость характеристик поршневых и центробежных компрессоров примерно одинакова (кривые 2 и 3). Одинаковы и возможности саморегулирования производительности компрессоров этих типов при изменении давления сжатого воздуха в сети.

Основные параметры

Основными параметрами шахтной компрессорной станции являются ее производительность и рабочее давление. По этим параметрам выбираются типы и число компрессоров.

Необходимая производительность компрессорной станции подсчитывается в зависимости от количества и типа пневматических машин и механизмов, работающих в наиболее загруженной смене, с учетом их износа, неодновременной работы и степени загрузки; учитываются также утечки в магистральном и лавном воздухопроводах. Подсчет осуществляется по формуле

$$Q_k = \mu \bar{K}_0 \sum_{i=1}^z n_i q_i \psi_i k_{zi} + \frac{a(P+1)}{6} \sum l + \frac{bt(P+1)}{6}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (3.5)$$

где $\mu = 1,05 \div 1,1$ — коэффициент запаса на неучтенные механизмы; \bar{K}_0 — средневзвешен-

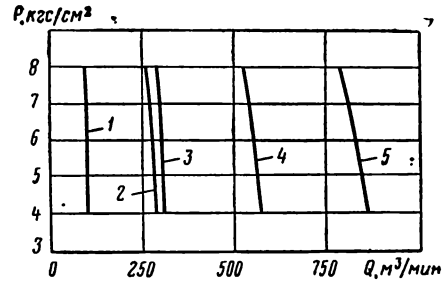


Рис. 3.2. Характеристики компрессоров при параллельной работе:

1 — поршневого 4M10-100/8; 2 — центробежного К-250-61-1; 3 — трех компрессоров 4M10-100/8; 4 — двух компрессоров К-250-61-1; 5 — компрессорной станции

ный коэффициент одновременности работы механизмов; i — номер группы однотипных механизмов; z — число групп однотипных механизмов; n — число работающих в смене механизмов одного типа; q — номинальный расход воздуха одним механизмом данной группы при непрерывной его работе, $\text{м}^3/\text{мин}$; ψ — коэффициент, учитывающий увеличение расхода сжатого воздуха механизмом по сравнению с номинальным значением в результате износа; k_z — коэффициент загрузки, учитывающий изменение расхода сжатого воздуха механизмом вследствие отличия фактической нагрузки от номинальной и при регулировании; a — допустимая величина утечек сжатого воздуха через неплотности в магистральном трубопроводе длиной 1 км при избыточном давлении 5 $\text{кгс}/\text{см}^2$, $\text{м}^3/\text{мин}$; P — расчетное избыточное давление сжатого воздуха в месте потребления, $\text{кгс}/\text{см}^2$; $\sum l$ — суммарная длина магистральных воздухопроводов по шахте, км; b — допустимая величина утечек сжатого воздуха в каждом месте присоединения механизмов при избыточном давлении 5 $\text{кгс}/\text{см}^2$, $\text{м}^3/\text{мин}$; m — общее число постоянно присоединенных к пневматической сети механизмов, включая неработающие, по шахте.

Расчет ведется по давлению сжатого воздуха в месте потребления, соответствующему номинальному давлению большинства установленных механизмов. Для тех угольных шахт, на которых сжатый воздух является основным видом энергии, принимается $P = 5 \text{ кгс}/\text{см}^2$.

Число работающих в смене механизмов n определяется организацией горных работ в наиболее загруженный двухчасовой период смены, находимый по графикам работы отдельных участков.

Номинальный расход q принимается по каталожным данным. Если механизм имеет несколь-

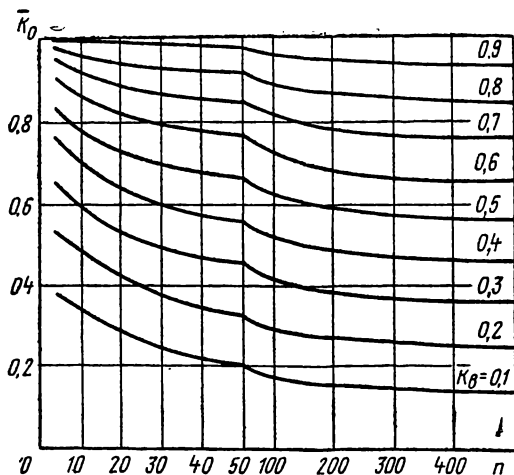


Рис. 3.3. Коэффициенты одновременности работы пневматического оборудования

ко приводных двигателей, номинальный расход представляет собой сумму расходов сжатого воздуха всеми установленными двигателями.

Коэффициент износа ψ принимается для отбойных, бурильных молотков и поршневых двигателей равным 1,15, для шестеренных двигателей — 1,2, для турбинных двигателей — 1,0.

Нормы утечек a и b принимаются 3 и 0,4 м³/мин соответственно на 1 км длины трубопровода и на единицу потребителя.

Средневзвешенный коэффициент одновременности \bar{K}_0 определяется по графику (рис. 3.3) в функции средневзвешенного коэффициента включения работающего оборудования $\bar{K}_в$, который подсчитывается из выражения

$$\bar{K}_в = \frac{\sum_{i=1}^z Q_{срi}}{\sum_{i=1}^z Q_{maxi}} = \frac{\sum_{i=1}^z n_i q_i \psi_i k_{зi} k_{вi}}{\sum_{i=1}^z n_i q_i \psi_i k_{зi}}, \quad (3.6)$$

где $Q_{срi}$ и Q_{maxi} — средний и максимальный расходы воздуха группами механизмов, м³/мин.

Коэффициенты включения $k_{в}$ отдельных машин и механизмов представляют собой относительное машинное время работы механизма. Значения коэффициентов включения и коэффициентов загрузки основного пневматического оборудования составляют:

	$k_{в}$	$k_{з}$
Угольные комбайны и их лебедки	1,0	1,0
Породопогрузочные машины	0,4	0,25
Буросбоекные станки	0,5	1,0
Гировозы	0,3	1,0
Бурильные молотки	0,65	1,0
Отбойные молотки при работе по добыче	0,4	1,0
Вентиляторы местного проветривания	1,0	0,7

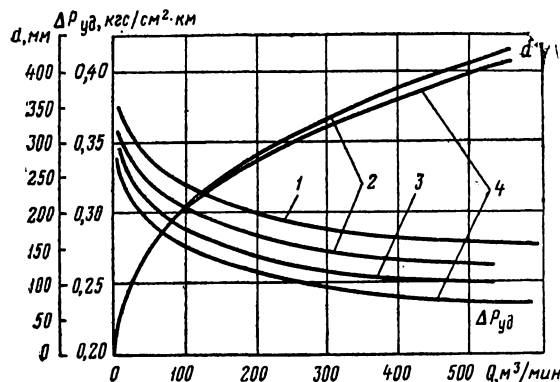


Рис. 3.4. Оптимальные потери давления $\Delta P_{уд}$ и диаметр трубопровода d воздухопроводной сети:

1, 2, 3, 4 — при начальном давлении соответственно 4, 5, 6, 7 кгс/см²

При наличии механизмов, не вошедших в перечень, коэффициенты включения и загрузки принимаются в соответствии с ожидаемым режимом работы.

Необходимое давление воздуха на компрессорной станции определяется из условия обеспечения рабочего давления у наиболее удаленных потребителей и допустимой потери давления в сети. Оптимальная величина удельных (на 1 км) потерь давления $\Delta P_{уд}$ на отдельных участках подземной воздухопроводной сети и необходимый для ее обеспечения диаметр d металлического трубопровода определяются в зависимости от расхода воздуха (рис. 3.4). Такие потери давления соответствуют минимуму затрат на сооружение и эксплуатацию воздухопровода. С некоторым приближением можно принимать среднюю величину удельных потерь давления в металлическом трубопроводе равной 0,3 кгс/см², независимо от расхода, и потери давления в шлангах лавного воздухопровода — 0,3 кгс/см². При этом необходимое давление сжатого воздуха на компрессорной станции определяется по формуле

$$P_k = P + 0,3L + 0,3, \quad \text{кгс/см}^2, \quad (3.7)$$

где P — рабочее давление потребителей, кгс/см²; L — расстояние от компрессорной станции до наиболее удаленного потребителя в период полного развития горных работ на шахте, км.

Выбор компрессоров

По подсчитанным значениям производительности и рабочего давления выбираются типы компрессоров таким образом, чтобы номинальное давление выбранного компрессора равнялось или было несколько выше необходимого. Нужная производительность компрессорной стан-

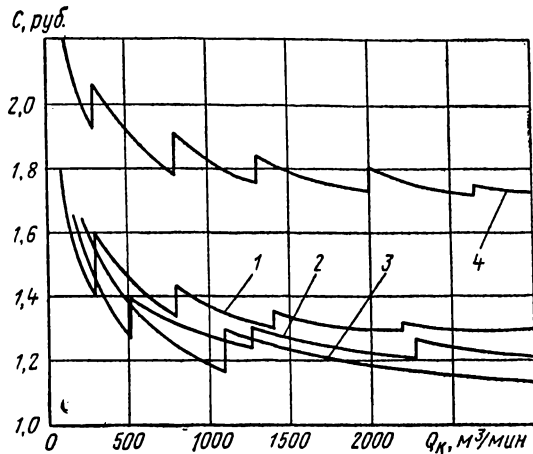


Рис. 3.5. Себестоимость 1000 м³ сжатого воздуха, вырабатываемого при давлении 7 кгс/см² компрессорами:

1 — 4М10-100/8; 2 — К-250-61-1; 3 — К-500-61-1; 4 — неэкономичным

ции может быть достигнута подбором компрессоров различных типов, при этом выбираются наиболее экономичные.

На рис. 3.5 приведены кривые себестоимости 1000 м³ сжатого воздуха для крупных поршневых и центробежных компрессоров общего назначения в зависимости от рабочей производительности компрессорной станции. Скачкообразный вид кривых объясняется ростом себестоимости при увеличении числа резервных компрессоров.

Кривые себестоимости на рис. 3.5 приведены для новых компрессоров. В процессе эксплуатации себестоимость сжатого воздуха, вырабатываемого центробежными компрессорами, увеличивается на 10—15% в результате уменьшения их производительности и к. п. д. при износе межступенчатых уплотнений, загрязнении промежуточных охладителей и проточной воздушной части. Для поршневых компрессоров этот показатель остается практически неизменным в процессе всего срока эксплуатации.

Исходя из экономичности, при рабочей производительности компрессорной станции 200—500 м³/мин следует применять поршневые компрессоры 4М10-100/8, при производительности станции 500—1000 м³/мин — центробежные компрессоры типа К-250, при большей производительности — центробежные компрессоры типа К-500. Компрессорные станции рабочей производительностью менее 200 м³/мин оборудуются однотипными поршневыми компрессорами 2М10-50/8, 305ВП-30/8, 202ВП-10/8 и др.

Центробежные компрессоры рекомендуется применять вместе с некоторым числом (до 25%

по производительности) поршневых, которые используются для регулирования производительности компрессорной станции в между-сменные периоды путем выключения отдельных компрессоров, а также для подачи в трубопровод некоторого количества масла, предотвращающего коррозию внутренних поверхностей труб и оборудования.

Для обеспечения надежной работы компрессорной станции число резервных компрессоров принимается в зависимости от числа и типа работающих:

Число работающих компрессоров	1—2	3	4—6
Число резервных компрессоров:			
поршневых	1	1	2
центробежных	1	2	2

Пример расчета основных параметров компрессорной станции (производительности, рабочего давления), выбора типа и числа компрессоров для следующих условий: на шахте к пневматической сети суммарной длиной $\sum l = 51$ км подключены 310 машин и механизмов различных типов. Данные о числе и типах механизмов, работающих в наиболее загруженную смену, приведены в табл. 3.1. Расстояние от компрессорной станции до наиболее удаленного участка в период наибольшего развития горных работ составляет 4,2 км.

Расчет значений $Q_{ср}$ и Q_{max} сведен в табл. 3.1. Средневзвешенный коэффициент включения

$$\bar{K}_в = \frac{\sum_{i=1}^z Q_{срi}}{\sum_{i=1}^z Q_{maxi}} = \frac{796}{1299} = 0,61.$$

Средневзвешенный коэффициент одновременности находится по кривым рис. 3.3 при $n = 216$:

$$\bar{K}_о = 0,69.$$

Необходимая производительность компрессорной станции

$$Q_k = 1,1 \cdot 0,69 \cdot 1299 + 3 \frac{6}{6} 51 + \frac{0,4 \cdot 310 \cdot 6}{6} = 1253 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Рабочее давление составляет

$$P_k = 5 + 0,3 \cdot 4,2 + 0,3 = 6,56 \approx 6,6 \text{ кгс/см}^2.$$

Принимаем в качестве рабочих два центробежных компрессора К-500-61-1 (производительность каждого 548 м³/мин при давлении 6,6 кгс/см²) и два поршневых компрессора 4М10-100/8. В качестве резервных принимаем один центробежный компрессор К-500-61-1 и один поршневой 4М10-100/8. Всего на компрессорной станции должно быть установлено три центробежных компрессора К-500-61-1 и три поршневых компрессора 4М10-100/8.

Таблица 3.1

Наименование машин и механизмов	Число n_i	Номинальный расход воздуха q_i , м ³ /мин	Коэффициент			Наибольший расход воздуха Q_{\max} , м ³ /мин	Средний расход воздуха $Q_{\text{ср}}$, м ³ /мин
			износа ψ	загрузки k_z	включения k_B		
Комбайны	5	48	1,2	1,0	1,0	288	288
Породопогрузочные машины	15	22	1,15	0,25	0,4	95	38
Буросблочные станки	5	10	1,2	1,0	0,5	60	30
Гировозы	6	35	1,2	1,0	0,3	252	76
Отбойные молотки, используемые при добыче угля	70	1,4	1,15	1,0	0,4	113	45
Бурильные молотки	12	3,5	1,15	1,0	0,65	48	31
Маневровые лебедки	17	10	1,2	0,8	0,05	163	8
Вентиляторы местного проветривания	86	4,65	1,0	0,7	1,0	280	280
Итого	216					1299	796

§ 2. Поршневые компрессоры

Компрессор 4М10-100/8

Компрессор 4М10-100/8, серийно выпускаемый Пензенским компрессорным заводом, предназначен для стационарных установок и служит для сжатия воздуха от атмосферного до избыточного давления 8 кгс/см². Компрессор представляет собой оппозитную горизонтальную крейцкопфную четырехрядную поршневую машину двухступенчатого сжатия с четырьмя цилиндрами двойного действия. Привод — от синхронного электродвигателя, ротор которого закреплен на консольном конце вала компрессора.

Техническая характеристика компрессорной установки

Компрессор:

производительность (при условии всасывания), м ³ /мин	100
абсолютное давление, кгс/см ² :	
всасывания	1
нагнетания	9
частота вращения вала, об/мин	500
код поршня, мм	220
число ступеней сжатия	2
число цилиндров в каждой ступени	2
диаметр цилиндров, мм:	
1-й ступени	620
2-й ступени	370
диаметр штока, мм	60
мощность на валу компрессора, кВт	540

расход масла для смазки цилиндров и сальников, г/ч	252
количество заливаемого в картер масла, л	200
расход охлаждающей воды, м ³ /ч	14,1
основные размеры (без электродвигателя), мм	3215×4120×1465
масса, кг	10 500
Электродвигатель:	
тип	СДК2-17-26-12К
исполнение	Открытое с самовентиляцией
мощность, кВт	630
частота вращения вала, об/мин	500
ток	Переменный
напряжение, В	6000
масса, кг	4320

Фундаментальная рама 1 компрессора 4М10-100/8 (рис. 3.6) — чугунная литая прямоугольной формы коробчатого сечения. В поперечных стенках рамы размещены постели коренных подшипников, к продольным стенкам снаружи прикреплены направляющие крейцкопфа 6. Нижняя часть рамы служит масло-сборником.

Цилиндры первой 9 и второй 3 ступеней — чугунные литые двойного действия. Цилиндр первой ступени состоит из корпуса 8 с «мокрой» втулкой, передней 10 и задней 7 конических крышек, в которых размещены прямооточные клапаны разборной конструкции, унифицированные для первой и второй ступеней. Корпус и крышка цилиндра охлаждаются водой. Ци-

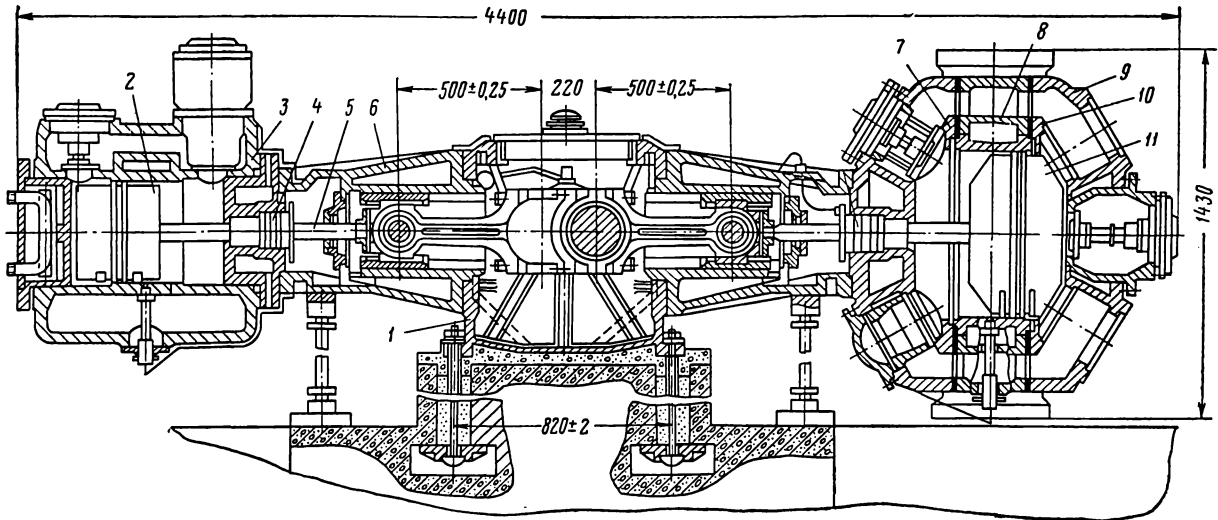


Рис. 3.6. Компрессор 4M10-100/8

лиандр второй ступени с отъемными крышками отлит заодно с водяной охлаждающей рубашкой.

Всасывающие и нагнетательные патрубки расположены по касательной к корпусу цилиндра, что обеспечивает плавный вход и выход газа.

Дисковые скользящие поршни: первой ступени (11) — стальные сварные конической формы, второй ступени (2) — чугунные литые. Штоки 5 выполнены из углеродистой стали с поверхностным упрочнением. Сальники 4 — металлические с плоскими уплотняющими элементами.

Промежуточный холодильник — кожухотрубный горизонтальный — расположен над компрессором. Воздух движется в межтрубном пространстве, вода — по трубам.

Буферные емкости на всасывании первой ступени и нагнетании второй ступени служат для гашения пульсаций газового потока.

Система автоматизации обеспечивает: дистанционный программный пуск и остановку компрессора, дистанционный контроль всех основных параметров, предупреждающую и аварийную сигнализацию, отклонение и блокировку основного электродвигателя при отклонении параметров от установленных, ступенчатое регулирование производительности компрессора свободным перепуском воздуха из каждой рабочей полости во всасывающую с помощью специальных клапанов. Работа системы регулирования производительности компрессорной установки показана ниже.

Смазка механизма движения, цилиндров и сальников компрессора осуществляется от двух автономных агрегатов смазки. В циркуляцион-

ную систему смазки механизма движения входят: насос, система трубопроводов, масляный холодильник, фильтры грубой и тонкой очистки, обратный клапан, запорные вентили, спускной кран, перепускной клапан.

Для смазки механизма движения (коренные подшипники, кривошипные головки шатунов, параллели рам и крейцкопфные головки шатунов) должно применяться масло индустриальное И45А (ГОСТ 20799—75).

Смазка механизма движения циркулирует под давлением шестеренного насоса, установленного на агрегате смазки. Масло в количестве 180—200 л заливается в раму, нижняя часть которой служит маслосборником. При эксплуатации допустимые колебания уровня масла должны находиться в пределах высоты просматриваемой части смотрового стекла. Перед обкаткой машины необходимо отсоединить трубопровод смазки механизма движения от рамы и промыть его, прокачивая чистое масло не менее 2 ч рабочим маслососом. Система промывки не должна быть замкнутой. Отработанное масло нужно сливать в отдельную емкость. После обкатки и опробования машины под нагрузкой необходимо производить полную замену масла. При смене масла нужно очистить от грязи картер, приемный и пластинчатые фильтры, промыть их, вытереть насухо, продуть воздухом.

Контроль за качеством масла, циркулирующего в системе, производится периодическим взятием пробы масла на анализ. Срок службы масла обычно 2000—2500 ч. Масло подлежит немедленной замене, если содержание воды в нем превышает 2,5%, кислотность повысилась

более чем на 15%, вязкость — более чем на 25% от первоначальных, содержание механических примесей — более 2%. Масляные фильтры должны очищаться в установленные сроки, но не реже одного раза в два месяца.

Для смазки цилиндров и сальников должно применяться масло компрессорное КС-19 (ГОСТ 9243—59). Ориентировочный расход масла в 1 ч — 0,25, в сутки — 6, в месяц — 180, в год — 2160 кг.

Смазка цилиндров и сальников производится от лубрикатора по системе трубопроводов. Поступление масла к отдельным точкам проверяется путем открытия пробных краников обратных клапанов.

Охлаждение компрессора — водяное с открытым сливом. Вода подводится к промежуточному и масляному холодильникам от коллектора. После выхода из промежуточного холодильника часть воды поступает на охлаждение цилиндров первой и второй ступеней.

Температура охлаждающей воды на выходе должна быть не выше 40° С. Давление воды в рубашка компрессора — не более 3 кгс/см². Регулировка количества подаваемой воды в различные точки производится посредством запорных вентилях.

При длительных остановках в холодное время года (ниже 0° С) воду из системы надо обязательно спустить. При эксплуатации необходимо внимательно следить за наличием слива воды из каждой охлаждаемой точки.

При установке электродвигателя компрессора особое внимание следует обращать на величину зазора между ротором и статором. Для уменьшения влияния веса ротора на вал компрессора необходимо смещать ось ротора относительно оси статора вверх на 1,5 мм, т. е. при общем зазоре 11 мм на диаметр необходимо сверху установить зазор в пределах 4,1—3,6 мм, тогда зазор внизу будет соответственно составлять 6,9—7,4 мм. Дальнейший монтаж электродвигателя производится в соответствии с инструкцией завода-изготовителя.

Одной из наиболее ответственных операций является монтаж промежуточного холодильника, буферных емкостей и воздухопровода. От точности монтажа этих узлов во многом зависят надежность и долговечность работы компрессора. Удовлетворительным результатом правильности монтажа промежуточного холодильника, буферных емкостей и воздухопровода можно считать положение, когда общее отклонение цилиндров в горизонтальной и вертикальной плоскостях не превышает 0,08 мм при контроле индикатором и не более одного деления при контроле по уровню в сравнении

с показаниями, когда на компрессоре не было установлено промежуточного холодильника и буферных емкостей 1-й и 2-й ступеней.

Во время работы компрессора нужно следить за уровнем масла в картере, периодически пополнять лубрикатор маслом, ежедневно проверять исправность предохранительных клапанов, а также поступление масла к цилиндрам и сальникам открытием пробных краников на обратных клапанах.

Ремонт компрессора должен производиться в сроки, установленные графиком ремонта.

При каждой остановке компрессора на осмотр или ремонт необходимо:

замерять расхождение щек вала (раскеп) на расстоянии 200 мм от оси шатунной шейки. Раскеп замеряется на первой шатунной шейке со стороны электродвигателя. Предельно допустимая величина раскепа компрессора, находящегося в эксплуатации, — не более 0,1 мм;

замерять величину масляных зазоров в подшипниках. Диаметральный масляный зазор между поверхностью шеек вала и поверхностью вкладышей должен составлять 0,11—0,182 мм. Диаметральный масляный зазор между верхним башмаком крейцкопфа и направляющей параллелью должен находиться в пределах 0,16—0,27 мм;

проверить состояние шатунных болтов (ремонту не подлежат). При обнаружении трещин, вмятин, ржавчины, сорванной резьбы шатунные болты следует заменять. Независимо от состояния шатунные болты подлежат замене после 18 000 ч работы;

производить подтяжку гаек фундаментных болтов.

При разборке механизма движения должны быть соблюдены следующие условия:

затяжку гаек крепления крышек коренных подшипников производить равномерно, крестообразно и контролировать моментом величиной 1720 кгс·м, далее — углом поворота от отправной точки на 60—70°. При этом риски на гайке и крышке должны совпадать, а риска на шпильке должна быть перпендикулярна продольной оси рамы;

затяжку шатунных болтов контролировать моментом 2000 кгс·м, далее — углом поворота от отправной точки на восемь делений.

При соединении штока с крейцкопфом необходимо соблюдать следующие условия:

резьба на штоке должна на одну-две нитки выступать за торец фланца со стороны крейцкопфа;

биение штока на длине хода в горизонтальной и вертикальной плоскостях не должно превышать 0,05 мм, при этом щуп на 0,03 мм не дол-

жен проходить между нижним башмаком и направляющей;

торец штока должен плотно прилегать к шайбе;

окончательная затяжка гаек крепления фланца к крейцкопфу контролируется моментом величиной 2600 кгс·м, после чего вторично проверяется биение штока. Затяжку осуществлять обязательно крестообразно;

затяжку поршневой гайки контролировать моментом, равным 12 000 кгс·м.

Компрессор 2М10-50/8

Компрессор 2М10-50/8, серийно выпускаемый Пензенским компрессорным заводом, предназначен, как и компрессор 4М10-100/8, для сжатия воздуха от атмосферного до избыточного давления 8 кгс/см².

Компрессор представляет собой оппозитную горизонтальную крейцкопфную двухрядную поршневую машину двухступенчатого сжатия с двумя цилиндрами двойного действия.

Компрессор 2М10-50/8 обладает всеми преимуществами оппозитного компрессора 4М10-100/8. Все детали компрессора 2М10-50/8 полностью унифицированы с деталями серийно выпускаемого компрессора 4М10-100/8.

Компрессор снабжен системой автоматизации, обеспечивающей автоматические пуск, остановку и регулирование производительности, а также защиту по всем основным параметрам.

Техническая характеристика компрессорной установки

Компрессор:

производительность (при условии всасывания), м ³ /мин	50
абсолютное давление, кгс/см ² :	
всасывания	1
нагнетания	9
частота вращения вала, об/мин	500
ход поршня, мм	220
число ступеней	2
число цилиндров	2
диаметр цилиндров, мм:	
первой ступени	620
второй ступени	370
диаметр штока, мм	60
мощность на валу компрессора (при нормальных условиях,) кВт	275
расход масла для смазки цилиндров и сальников, г/ч	150
количество заливаемого в картер масла, л	100
расход охлаждающей воды, м ³ /ч	7,25

основные размеры (без электродвигателя), мм	4470×2200×3030
масса, кг	9000

Электродвигатель:

тип	СДК-14-31-12
исполнение	Открытое с самовентиляцией
мощность, кВт	320
частота вращения вала, об/мин	500
ток	Переменный
напряжение, В	6000
масса, кг	3100

Компрессор комплектуется всеми необходимыми трубопроводами, запорно-регулирующей и контрольной арматурой, а также гасителями пульсации на входе и выходе.

По отдельному соглашению завод может поставить воздухосборник, концевой холодильник и фильтр всасывания.

§ 3. Центробежные компрессоры

Компрессор К-500-61-1

Компрессор К-500-61-1 предназначен для стационарных установок и служит для сжатия воздуха от атмосферного до избыточного давления 8 кгс/см².

Техническая характеристика компрессорной установки

Производительность (при давлении воздуха на всасывании 1 кгс/см ² и температуре 20° С), м ³ /мин	525
Абсолютное конечное давление воздуха, кгс/см ²	9
Частота вращения ротора, об/мин	7636
Расход охлаждающей воды на два промежуточных воздухоохладителя, м ³ /ч	320
Электродвигатель:	
тип	СТД-3200-2
мощность, кВт	3600
напряжение, В	6000
частота вращения вала, об/мин	3000
Тип редуктора	P-3000/2,55
Мощность на валу, кВт	3030
Масса, кг:	
компрессора (без воздухоохладителей) в сборе	14 100
воздухоохладителей с трубопроводами	7 540
редуктора	2 388
электродвигателя . . .	12 470

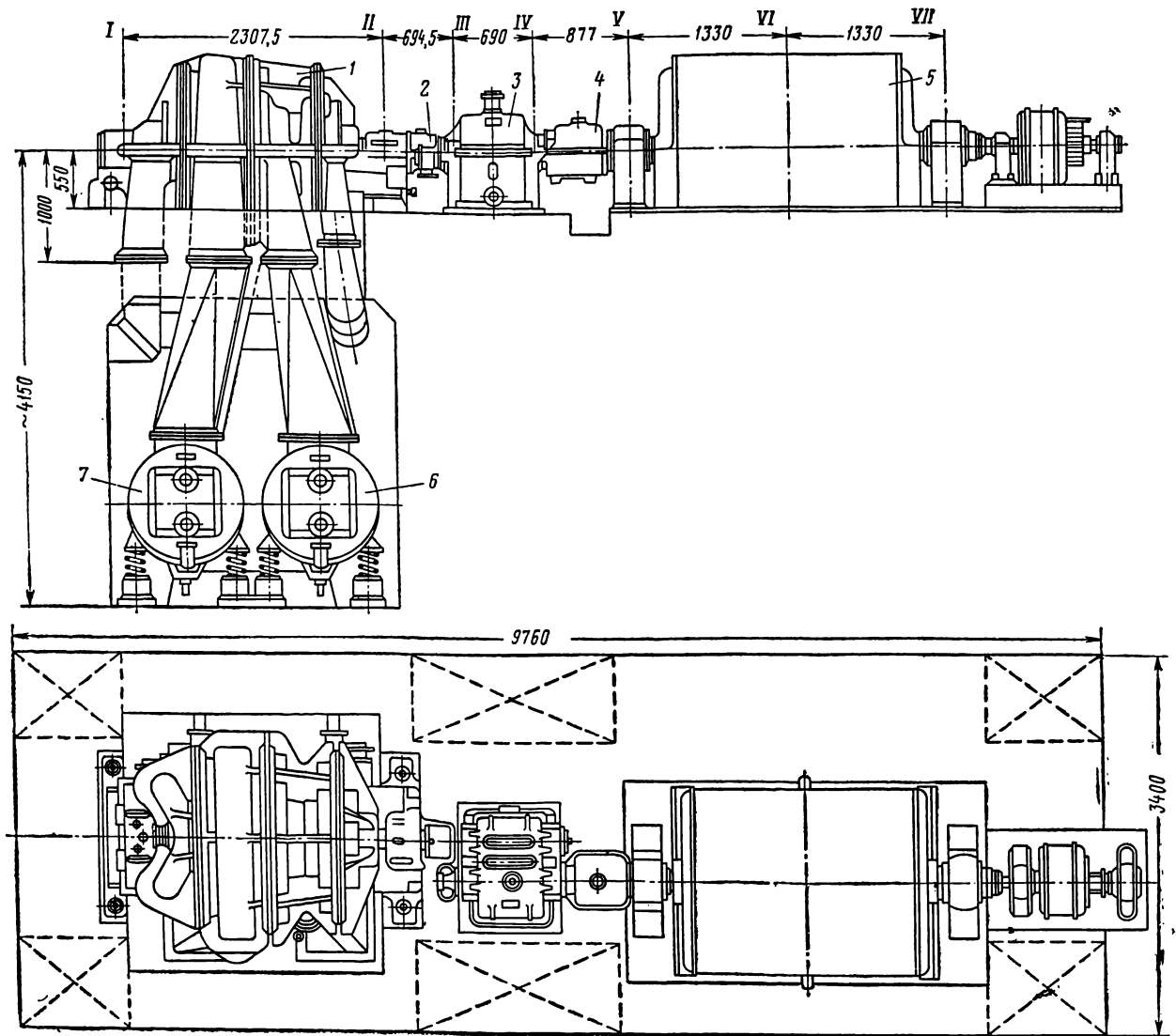


Рис. 3.7. Компрессорная установка К-500-61-1:

I — ось опорного подшипника; *II* — ось опорно-упорного подшипника; *III*, *IV* — оси подшипников редуктора; *V*, *VI*, *VII* — оси электродвигателя и его подшипников

Компрессорная установка К-500-61-1 (рис. 3.7) представляет собой одноцилиндровую машину с шестью ступенями сжатия, состоящими из трех секций, с двумя внешними промежуточными воздухоохладителями 6 и 7, установленными после 1-й и 2-й секций.

Компрессор 1 приводится во вращение от синхронного электродвигателя 5. Последний связан с компрессором через повышающий редуктор 3. Соединение компрессора с редуктором и редуктора с электродвигателем осуществляется посредством зубчатых муфт 2 и 4.

Корпус компрессора 4 (рис. 3.8) отливается из чугуна и имеет разъемы в вертикальной и

горизонтальной плоскостях. Вертикальные разъемы корпуса окончательно соединяются на заводе и разборке при эксплуатации не подлежат. Корпуса обоих подшипников отлиты заодно с корпусом компрессора. В нижней части корпуса имеются отверстия для присоединения трубопровода, отводящего воздух из камеры 6 за думмисом в атмосферу.

В корпусе компрессора монтируются диафрагмы, которые разделяют между собой отдельные ступени. В диафрагме размещены каналы направляющего аппарата, состоящего из двух частей: диффузора 3 и обратного направляющего аппарата 2.

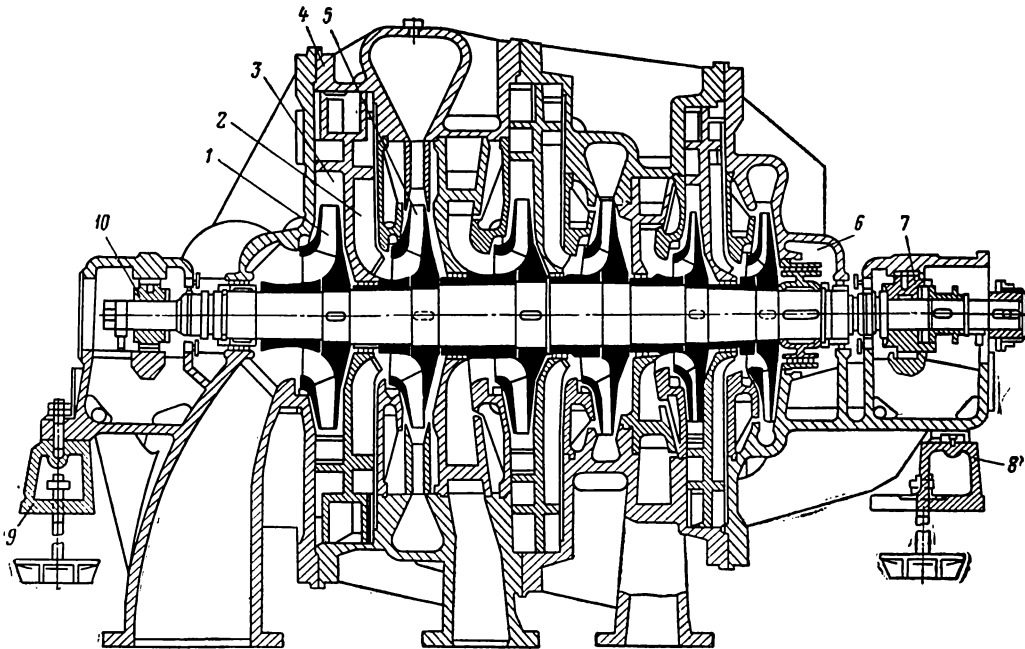


Рис. 3.8. Компрессор К-500-61-1

Диафрагмы — насосного типа, отлиты из чугуна, имеют горизонтальные разъемы и устанавливаются после первых рабочих колес каждой из трех секций. Каждый диффузор имеет восемь каналов, постепенно расширяющихся и переходящих в восемь каналов обратного направления аппарата. После второго колеса первой секции установлен диффузор с лопатками обтекаемого профиля, отфрезерованного заодно с диском. Из диффузора, а также из двух колес 2-й и 3-й секций воздух уходит в улитки, отлитые заодно с корпусом.

Компрессор снабжен внутренними (по крышкам рабочих колес, думмису, валу) и концевыми (по валу) лабиринтными уплотнениями, уменьшающими перетечки воздуха внутри машины, подсос воздуха в машину со стороны всасывания и утечки воздуха из компрессора со стороны нагнетания.

В компрессоре применяются подшипники скольжения с принудительной смазкой. В подшипнике 10 со стороны всасывания устанавливается опорный вкладыш, а в подшипнике 7 со стороны нагнетания — опорно-упорный вкладыш. Вкладыши откованы из стали и залиты баббитом марки Б-83.

Центровка вкладышей достигается установкой четырех подушек (трех на нижней части и одной на верхней), привертнутых винтами к корпусам вкладышей. Наружные поверхности пригоняются к расточкам корпусов под-

шипников. Вкладыши устанавливаются в расточках корпусов подшипников с натягом 0,03—0,06 мм за счет пригонки верхних подушек. Опорная поверхность баббита имеет овальную расточку.

Подшипник со стороны всасывания на опорной поверхности имеет отверстие для установочного штифта. Подшипник со стороны нагнетания имеет на опорной поверхности паз для направляющей шпонки, позволяющей ему перемещаться на фундаментной раме с сохранением центровки при тепловом расширении корпуса компрессора.

Для восприятия осевого усилия, не уравновешенного думмисом, устанавливается специальный упорный подшипник с качающимися сегментами-колодками. Принцип действия упорного подшипника основан на получении масляного клина между вращающимся опорным диском ротора и упорными поверхностями сегментов подшипника. Колодки бронзовые и залиты баббитом марки Б-83.

Корпусами подшипников компрессор опирается на фундаментные рамы 8 и 9 коробчатого сечения, отлитые из чугуна. Крепление рам к фундаменту осуществляется болтами с анкерными плитами. Для обеспечения правильной установки компрессора на фундаменте под каждую раму подкладываются клинья.

Ротор компрессора имеет шесть рабочих колес, лопатки которых выфрезерованы из тела

диска. Специальный диск (думмис) частично разгружает ротор от осевого усилия. Все элементы ротора изготавливаются из высококачественной стали, обеспечивающей нормальные запасы прочности при рабочем режиме. Каждое рабочее колесо балансируется статически, а ротор в собранном виде балансируется динамически. Посадка рабочих колес на вал осуществляется в горячем состоянии на шпонках.

Для получения на выходе из компрессора избыточного давления сжатого воздуха, равного 8 кгс/см^2 , рабочие ступени соединены последовательно. Воздух из рабочего колеса 1 первой ступени (см. рис. 3.8) попадает в диффузор 3, а оттуда, проходя через обратный направляющий аппарат 2, поступает в рабочее колесо второй ступени 5 и т. д.

Ротор компрессора соединяется с шестерней редуктора посредством зубчатой муфты, состоящей из двух зубчатых втулок, насаженных на концы валов компрессора и шестерни редуктора, зубчатой обоймы, входящей в зацепление с зубчатыми втулками, и двух пружинных колец, ограничивающих осевой разбег обоймы.

Между компрессором и электродвигателем устанавливается редуктор Р-3000/2,55, предназначенный для повышения числа оборотов компрессора. Передаточное отношение редуктора — $7636 : 3000$, передаваемая мощность — 3000 кВт .

Корпус редуктора отлит из чугуна и имеет горизонтальный разъем. На крышке корпуса имеются люк для осмотра зубчатого зацепления и дефлектор, предназначенный для выпуска паров масла. На крышках подшипников установлены термометры сопротивления, контролируемые работу вкладышей. Вал-шестерня редуктора откована из одного куска легированной стали и установлена на двух опорных вкладышах. Колесо насажено на кованый из стали вал. Один конец вала колеса устанавливается на опорном вкладыше, а другой, имеющий бурты, — на опорно-упорном вкладыше. Все вкладыши стальные, залитые баббитом Б-83.

Зубчатая передача редуктора — двухполушевронная, вследствие чего редуктор практически не испытывает осевого давления. Масло для смазки подается из маслопровода в нижние половины вкладышей через дроссельные шайбы, устанавливаемые в специальных выточках на корпусе редуктора. Масло для смазки зубчатой пары поступает через дроссельную шайбу и флейту, отлитую заодно с корпусом редуктора. К последнему присоединен главный зубчатый насос, подающий смазку в масляную систему агрегата. Насос приводится во вращение от вала колеса редуктора.

Компрессор снабжен двумя воздухоохладителями 6 и 7 (см. рис. 3.7), размещенными горизонтально под корпусом компрессора. Для облегчения разборки и уменьшения площади, необходимой для монтажа, трубчатый пучок выполнен из двух одинаковых частей, каждая из которых занимает половину длины воздухоохладителя. При разборке трубные пучки вместе с боковыми крышками вынимаются из корпуса в стороны. Конструкция воздухоохладителей допускает выемку и чистку пучка трубок без разборки корпусов воздухоохладителей и без разъединения воздухопроводов между корпусом компрессора и воздухоохладителем.

Для охлаждения масла, циркулирующего в масляной системе, компрессор снабжен маслоохладителем, представляющим собой пучок трубок, расположенный в стальном корпусе. Трубки — латунные, развальцованные в двух трубных досках. Поверхность охлаждения маслоохладителя 5 м^2 . Внутри трубок проходит охлаждающая вода, снаружи трубки омываются маслом, движение которого направляется перегородками. Нижняя трубная доска закрыта крышкой и свободно располагается в корпусе, не препятствуя тепловому расширению трубного пучка.

Давление охлаждающей воды должно быть всегда меньше давления масла в маслоохладителе, чтобы избежать попадания воды в масло. В схему маслопровода включены два маслоохладителя, работающие параллельно. При необходимости один из них временно может быть отключен.

Система маслоснабжения обеспечивает подачу масла для смазки трущихся частей (подшипников, зубчатых соединительных муфт, зубчатой пары редуктора) и работы устройств противопомпажной защиты и регулирования производительности компрессора. Система маслоснабжения состоит из следующих узлов:

- главного зубчатого масляного насоса производительностью 400 л/мин , приводимого от вала колеса редуктора;

- пускового зубчатого электронасоса производительностью 180 л/мин при частоте вращения вала 2870 об/мин ;

- масляного бака емкостью 2000 л с фильтрами; двух маслоохладителей с общей поверхностью охлаждения 10 м^2 ;

- маслопровода с арматурой.

В периоды пуска и остановки компрессора масло подается пусковым масляным насосом, приводимым в действие электродвигателем переменного тока. Поддержание необходимого давления масла в системе достигается регулируемой предохранительного клапана, который дол-

жен быть отрегулирован на давление 1 кгс/см². При повышении давления клапан открывается и излишек масла сливается в масляный бак.

Компрессор снабжается автоматическим регулирующим устройством, посредством которого поддерживается постоянное давление нагнетания.

При работе компрессора предусматриваются дистанционные измерение и контроль:

температуры подшипников компрессора и редуктора, воздуха (до и после компрессора и промежуточных воздухоохладителей), охлаждающей воды (до и после промежуточных воздухо- и маслоохладителей), масла (до и после маслоохладителя);

давления воздуха, масла и охлаждающей воды;

разрежения воздуха на всасывании компрессора;

производительности компрессора.

Компрессор снабжается комплектом приспособлений для подъема ротора и верхней части корпуса, а также приспособлением для подъема ротора при осмотре вкладышей.

Компрессор К-250-61-2

Компрессор К-250-61-2 предназначен для стационарных установок и служит для сжатия воздуха от атмосферного до избыточного давления 8 кгс/см².

Компрессор К-250-61-2, так же как и компрессор К-500-61-1, является одноцилиндровой машиной с шестью ступенями сжатия, состоящими из трех секций, с двумя внешними промежуточными воздухоохладителями, установленными после первой и второй секций компрессора.

Техническая характеристика компрессорной установки

Производительность (при давлении воздуха на всасывании 1 кгс/см ² и температуре 20° С), м ³ /мин	250
Абсолютное конечное давление воздуха, кгс/см ²	9
Частота вращения ротора, об/мин	10 923
Расход охлаждающей воды на два промежуточных воздухоохладителя, м ³ /ч	200
Электродвигатель:	
тип	СТМ-1500-2
мощность, кВт	1500
напряжение, В	6000
частота вращения вала, об/мин	3000
Тип редуктора	Р-1500/3,64
Мощность на валу, кВт	1500

Масса, кг:

компрессора (без воздухоохладителей)	
в сборе	6 685
воздухоохладителей с трубопроводами	3 033
редуктора	1 770
электродвигателя	10 500
ротора компрессора	392

Компрессор К-250-61-2 в аэродинамическом и конструктивном отношении подобен компрессору К-500-61-1, поэтому описание его не приводится.

Компрессор ЦК-115/9

Компрессор ЦК-115/9, выпускаемый Казанским компрессорным заводом, предназначен для стационарных установок и служит для сжатия воздуха от атмосферного до избыточного давления 8 кгс/см². Компрессор представляет собой машину с внешним охлаждением сжимаемого воздуха без направляющих аппаратов, со спиральным отводом воздуха после каждой ступени и наружным перепуском газа из ступени в ступень. В первом корпусе компрессора две ступени, во втором — четыре.

Техническая характеристика компрессорной установки

Производительность (при абсолютном давлении всасывания 1 кгс/см ² и температуре 20° С), м ³ /мин	115
Абсолютное конечное давление воздуха, кгс/см ²	9
Частота вращения ротора, об/мин	13 800
Мощность, потребляемая компрессором, кВт	970
Электродвигатель:	
тип	АРМ-1000/6000 (с воздушным охлаждением), или АЗМ-1000/6000 (с воздушным охлаждением), или СТД-1000/6000 (цикл вентиляции разомкнутый)
напряжение, В	6 000
частота вращения ротора, об/мин	2 980
мощность, кВт	1 000
Масса компрессорной установки без электродвигателя, кг	15 582

Компрессор ЦК-115/9 (рис. 3.9) состоит из секций низкого давления 1 и высокого давления 3, соединенных между собой промежуточной

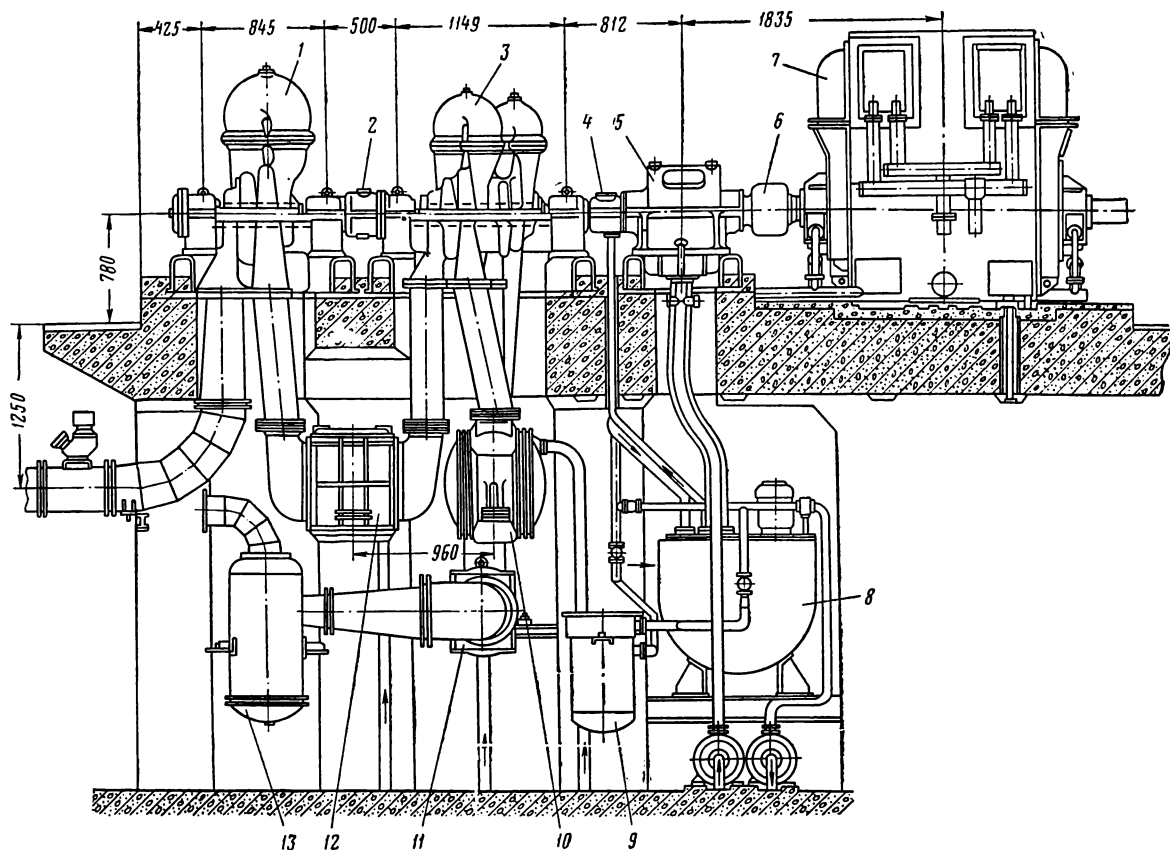


Рис. 3.9. Компрессор ЦК-115/9

зубчатой муфтой 2. Для повышения частоты вращения ротора между приводным электродвигателем 7 и корпусом компрессора установлен одноступенчатый горизонтальный редуктор 5, соединенный с электродвигателем и компрессором зубчатыми муфтами 6 и 4. Емкостью для масла служит масляный бак 8. Очистка масла происходит в масляном фильтре 9. Охлаждение воздуха осуществляется в двух промежуточных 10 и 12 и одном конечном 11 воздухоохладителях. Для удаления влаги служит влагоотделитель 13.

Корпуса секций 7 (на рис. 3.10 показана секция низкого давления) изготовлены из чугуна и имеют горизонтальные разъемы. Соединение верхней части корпуса с нижней осуществляется с помощью болтов и шпилек. Секции компрессора устанавливаются на литых фундаментных плитах.

Рабочие колеса роторов 4 и 5 — одностороннего всасывания. В роторах осевые усилия невелики, что достигается за счет встречного расположения входных сторон рабочих колес. Последние имеют клепаную конструкцию, состоящую из основных и покрывных дисков,

изготавливаемых из легированной высокопрочной стали. Каждое рабочее колесо при сборке и ротор в собранном виде подвергаются динамической балансировке. Посадка всех дисков на вал ротора производится в горячем состоянии, на шпонках. Между дисками рабочих колес и втулками предусмотрены зазоры для обеспечения тепловых расширений. Вали роторов 2 — гибкие.

В компрессоре применены подшипники скольжения. Они размещены в подшипниковых камерах нижней части корпуса и сверху закрыты чугунными крышками. На обоих корпусах один подшипник (1) — опорный, другой — опорно-упорный 6. Чугунные вкладыши подшипников залиты баббитом марки Б-83. Осевое положение опорно-упорного подшипника и соответственно ротора в компрессоре устанавливается с помощью регулировочных пластин, помещенных между буртами подшипника и постелью корпуса. Центровка подшипников в корпусах достигается установкой четырех сухарей (сухари в раземе — из двух половин) с прокладками, расположенными в вертикальной и горизонтальной плоскостях и привертнутых винтами к вкладышам подшипников.

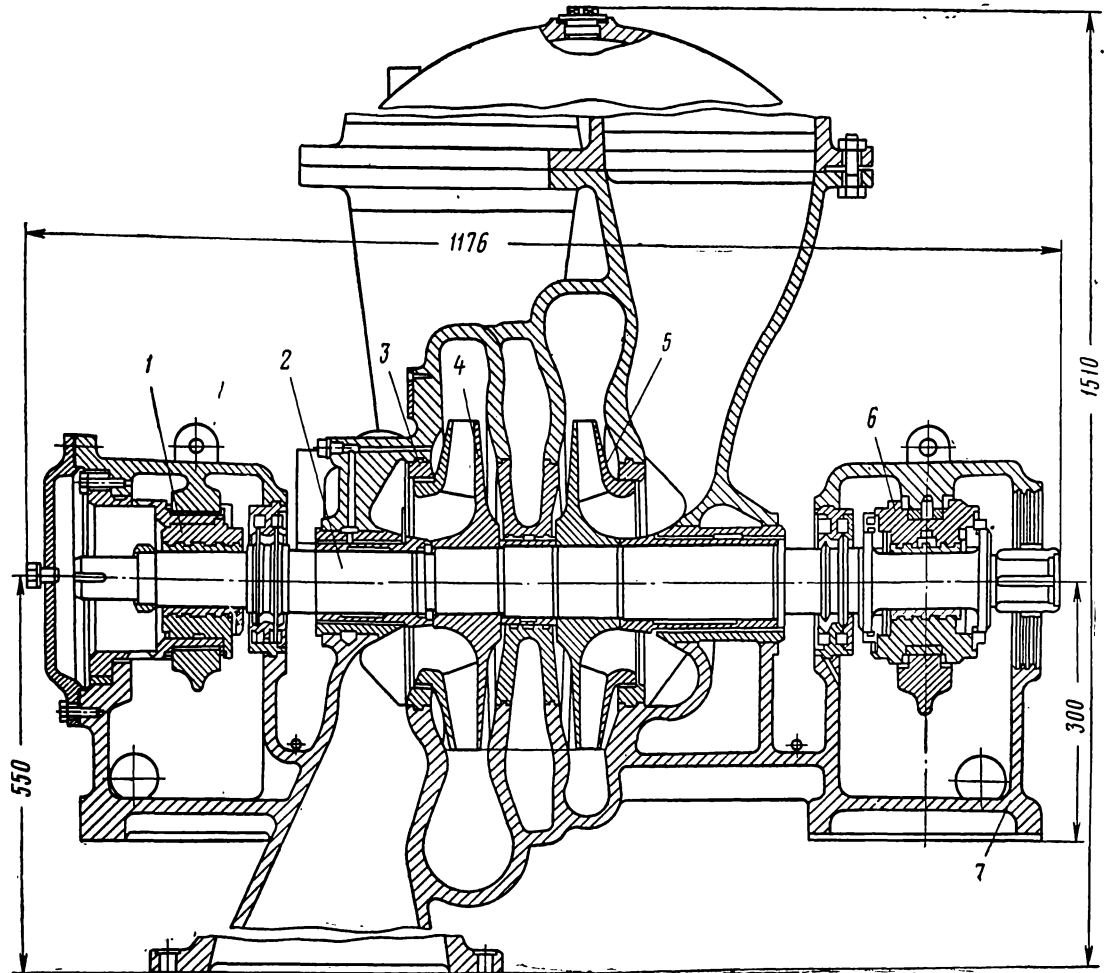


Рис. 3.10. Секция низкого давления компрессора ЦК-115/9

Для предотвращения проворачивания подшипников в корпусах компрессора предусмотрены штифты. С целью уменьшения вибрации роторов опорные подшипники установлены в демпферные втулки. Последние фланцами крепятся к торцам корпусов и центрируются относительно расточек корпусов сухарями с прокладками. Осевые давления роторов компрессора воспринимаются самоустанавливающимися упорными колодками опорно-упорных подшипников. Масло для смазки подшипников подается из маслопровода в нижние половины корпусов через дроссельные шайбы, устанавливаемые в выточках специальных приливов. Отработанное масло сливается в подшипниковые камеры корпусов, а из них — в маслобак.

Компрессор имеет лабиринтные уплотнения 3 по покрывным дискам колес и втулкам на валу, которые служат для исключения подсоса воздуха в компрессор со стороны всасывания,

уменьшения перетечек воздуха внутри компрессора, снижения утечек воздуха из компрессора со стороны нагнетания.

Лабиринтные уплотнения втулки статора компрессора изготавливаются из чугуна. Лабиринтные гребни вставляются в пазы втулок ротора и покрывных дисков рабочих колес. В корпусах компрессора и подшипниках в местах прохода вала расположены уплотнительные кольца для предотвращения утечек масла по валу из подшипников.

Редуктор компрессора — одноступенчатый с передаточным отношением 4,59. Чугунный корпус редуктора имеет горизонтальный разъем. Быстроходная шестерня и обод зубчатого колеса изготовлены из легированной стали, вал зубчатого колеса — из легированной конструкционной стали. Зубчатое колесо и вал-шестерня уложены в подшипники скольжения с баббитовой заливкой чугунных или стальных вкладышей.

Подшипники зубчатого колеса со стороны, противоположной приводу, выполнены радиально-упорными и служат для фиксации положения зубчатой пары в редукторе и восприятия случайных осевых усилий. Устройство подшипников редуктора аналогично устройству подшипников компрессора, за исключением упорной части радиально-упорного подшипника, которая выполнена в виде залитых баббитовых буртов. Со стороны радиально-упорного подшипника соосно с валом зубчатого колеса установлен рабочий маслонасос, ведущая шестерня которого соединена с концом вала зубчатого колеса. Зубчатое колесо подвергается динамической балансировке.

Смазка подшипников и зубьев передачи производится от общей масляной системы.

Воздухоохладители компрессора состоят из корпуса, пучка трубок и двух крышек. Корпуса охладителей — цилиндрические или прямоугольные — сварные с патрубками для входа и выхода воздуха. Крышки водяной полости всех охладителей — чугунные, литые, имеют перегородки, которые делают водяную полость на несколько секций. В пучок входят две трубные решетки и оребренные накаткой трубки. Концы оребренных трубок имеют круглые сечения и укрепляются в трубных решетках пайкой. Воздух во всех охладителях движется в межтрубном пространстве, охлаждающая вода — в трубках.

Корпуса охладителей имеют опорные лапы, с помощью которых они устанавливаются на специальных балках фундамента. В верхней водяной камере предусмотрено отверстие для выпуска воздуха при заполнении воздухоохладителя водой и проверки наличия воды в охладителе. В нижней водяной камере имеется отверстие для спуска воды при остановке агрегата.

Для спуска сконденсировавшейся влаги из межтрубного пространства предусмотрены отверстия, которые соединены с дренажной трубкой. Для улавливания капельной влаги, уносимой воздухом из концевой воздухоохладителя, устанавливается влагоотделитель циклонного типа. Отделение влаги производится методом центробежной сепарации. Благодаря тангенциальному расположению входного конуса и наличию спирального канала газ внутри влагоотделителя движется по винтовой линии. Возникающая при этом центробежная сила прижимает капли влаги к стенкам корпуса, откуда влага стекает на дно влагоотделителя, а затем отводится в дренажную линию. Отделенный от влаги газ выходит через патрубок, приваренный к верхнему днищу.

Система смазки компрессора — принудительная, циркуляционная. Применяемое масло — турбинное 30 (ГОСТ 32—74); из маслобака оно всасывается основным шестеренным насосом через приемный клапан, смонтированный на маслобаке.

Для обеспечения постоянного давления масла на подводе к местам смазки маслосистема имеет перепускной клапан, который поддерживает давление в напорном коллекторе равным 0,9—1,2 кгс/см². Излишки масла из перепускного клапана сбрасываются в масляный бак.

Нагнетаемое маслонасосом масло очищается в маслофильтре и охлаждается в маслоотделителе. Для подачи смазки в периоды пуска и остановки компрессора маслосистема имеет пусковой масляный насос вертикального типа с двумя зубчатыми шестернями. Маслонасос устанавливается на маслобаке и приводится в действие через кулачковую муфту электродвигателем переменного тока. Электродвигатель пускового маслонасоса заблокирован с главным электродвигателем компрессора по давлению масла таким образом, что пуск последнего невозможен без предварительного запуска пускового маслонасоса, а остановка главного электродвигателя и падение давления масла ниже допустимого вызывает автоматическое включение электродвигателя маслонасоса.

Для непрерывной подачи масла в агрегат во время его работы служит рабочий маслонасос шестеренного типа, который устанавливается на редукторе и приводится во вращение от вала зубчатого колеса через специальную муфту.

Для охлаждения масла используется горизонтальный маслоохладитель кожухотрубного типа. Вода пропускается по трубкам, запаянным в трубных досках. В межтрубное пространство поступает масло. Многоходовое зигзагообразное движение масла осуществляется с помощью специальных перегородок типа диск-кольцо. Слив воды из маслоохладителя — свободный.

Для защиты маслосистемы от чрезмерного повышения давления масла и автоматического поддержания давления в напорном коллекторе служит перепускной клапан пружинного типа. Клапан настраивается на необходимое давление срабатывания при работающем пусковом маслонасосе и температуре масла в пределах 35—40° С.

Компрессор снабжен автоматическим регулирующим устройством, поддерживающим постоянное давление нагнетания.

Регулирование давления осуществляется дроссельной заслонкой, установленной на всасы-

вающей линии, и байпасным клапаном, расположенным после влагоотделителя, на ответвлении напорного трубопровода к всасывающей линии. При небольших изменениях расхода воздуха регулирование осуществляется поворотом дроссельной заслонки. При значительном уменьшении расхода воздуха во избежание работы в неустойчивой зоне часть сжатого воздуха дросселируется байпасным клапаном во всасывающую линию. Поворот дроссельной заслонки и открытие байпасного клапана производятся электроприводами, которые могут управляться как автоматически от электронного регулятора, так и дистанционно с пульта управления.

Регулирование давления осуществляется путем изменения производительности компрессора от 100 до 0%.

Аварийная остановка компрессора с одновременной подачей светового и звукового сигналов осуществляется в следующих случаях:

при повышении температуры подшипников и температуры масла на сливе из подшипников до 75° С;

при повышении температуры газа на нагнетании;

при снижении давления масла в коллекторе до 0,5 кгс/см²;

при снижении расхода охлаждающей воды до 60 м³/ч;

при осевом сдвиге ротора компрессора на 1 мм.

Запорная и регулирующая арматура имеет автоматическое, дистанционное и ручное управление.

В настоящее время Казанским компрессорным заводом осваивается производство нового центробежного компрессора ЦК-160/9 с расчетной объемной производительностью (по условиям всасывания) 160 м³/мин и абсолютным давлением нагнетания 9 кгс/см².

Отличительной особенностью этой компрессорной установки является ее одноэтажное исполнение. Компрессор представляет собой однокорпусную четырехступенчатую центробежную машину со встроенными в корпус охладителями газа. Привод компрессора осуществляется от электродвигателя 2АРМ-1000/6000 через повышающий редуктор.

Корпус и редуктор, соединенные между собой зубчатой муфтой, установлены на общей сварной раме, которая одновременно служит маслобаком. К раме пристроен электродвигатель, соединенный с редуктором упругой муфтой. Пусковой маслонасос, блок маслофильтров, маслоохладитель, трубы водяной системы и системы смазки, часть запорной и регулирующей

арматуры также расположены на раме компрессорной установки.

Все это позволило выполнить компрессорную установку компактной, с максимальной заводской готовностью к эксплуатации, простой и удобной в обслуживании.

§ 4. Передвижные компрессоры

Компрессор ЗИФ-ШВ-5

Компрессор ЗИФ-ШВ-5 предназначен для работы в подземных условиях угольных шахт при проведении подготовительных выработок и других горных работах, где необходимо питание сжатым воздухом пневматических инструментов и моторов, и служит для сжатия воздуха от атмосферного до избыточного давления 7 кгс/см². Компрессор — винтового типа, одноступенчатый, маслозаполненный, приводится во вращение от асинхронного рудничного взрывобезопасного электродвигателя трехфазного переменного тока с короткозамкнутым ротором (напряжение 380/660 В). Электродвигатель соединяется с компрессором через повышающий редуктор.

В компрессорную станцию кроме компрессора, редуктора и электродвигателя входят: воздухосборник, масляный холодильник и фильтр, система регулирования производительности, тепловая защита, приборный щит и электрооборудование. Все узлы, кроме пускателя и ящика с ЗИПом, смонтированы на раме ходовой части.

Техническая характеристика компрессорной станции

Производительность (при условии всасывания), м ³ /мин	5
Абсолютное давление, кгс/см ² :	
всасывания	1
нагнетания	8
Частота вращения ведущего винта компрессора, об/мин	5689
Мощность на валу компрессора, кВт	33—35
Электродвигатель:	
тип	BAO81-4
мощность, кВт	40
частота вращения вала, об/мин	1470
Тип тяговой машины	Электровоз
Скорость передвижения станции, км/ч	5
Тяговое усилие, кгс	40—60
Колея, мм	600; 900
База, мм	1200
Число одновременно присоединенных шлангов	3

Регулирование производительности	Автоматическое
Тепловая защита	Автоматическая отключением электродвигателя при превышении температуры сжатого воздуха 118° С
Избыточное давление открытия предохранительного клапана, кгс/см ²	7,2
Смазка	Циркуляционная под давлением 3—6 кг/см ²
Расход масла не более, г/ч	20
Основные размеры станции, мм	2550×1050×1400

Корпус компрессора 9 (рис. 3.11) — литой, чугунный с двумя расточенными в виде восьмерки отверстиями для винтов. Со стороны полумуфты в корпусе имеется полость для размещения шестерен редуктора 2. Сверху к корпусу крепится дроссельный клапан 3 с филь-

тром 4, сбоку — обратный клапан 6. Приводной вал 1 с одной стороны имеет конус для закрепления полумуфты, с другой — шлицы для установки ведущей шестерни редуктора. Вал устанавливается на двух шарикоподшипниках, один из которых крепится в корпусе компрессора, другой — в крышке корпуса. Шестерни стальные, косозубые, с повышенной твердостью зубьев.

Стальные винты со спиральным зубом (впадиной) имеют специальный профиль. Ведущий винт 7 имеет четыре зуба, а ведомый винт 8 — шесть—восемь впадин. На вершинах зубьев обоих винтов имеются уплотнительные пояски, что исключает возможность заклинивания винтов при касании с корпусом. Со стороны всасывания винты опираются на два шарикоподшипника, расположенные в корпусе, а со стороны нагнетания — на два сдвоенных радиально-упорных шарикоподшипника, установленные в опоре. Для подвода масла к подшипникам на стороне нагнетания в опоре

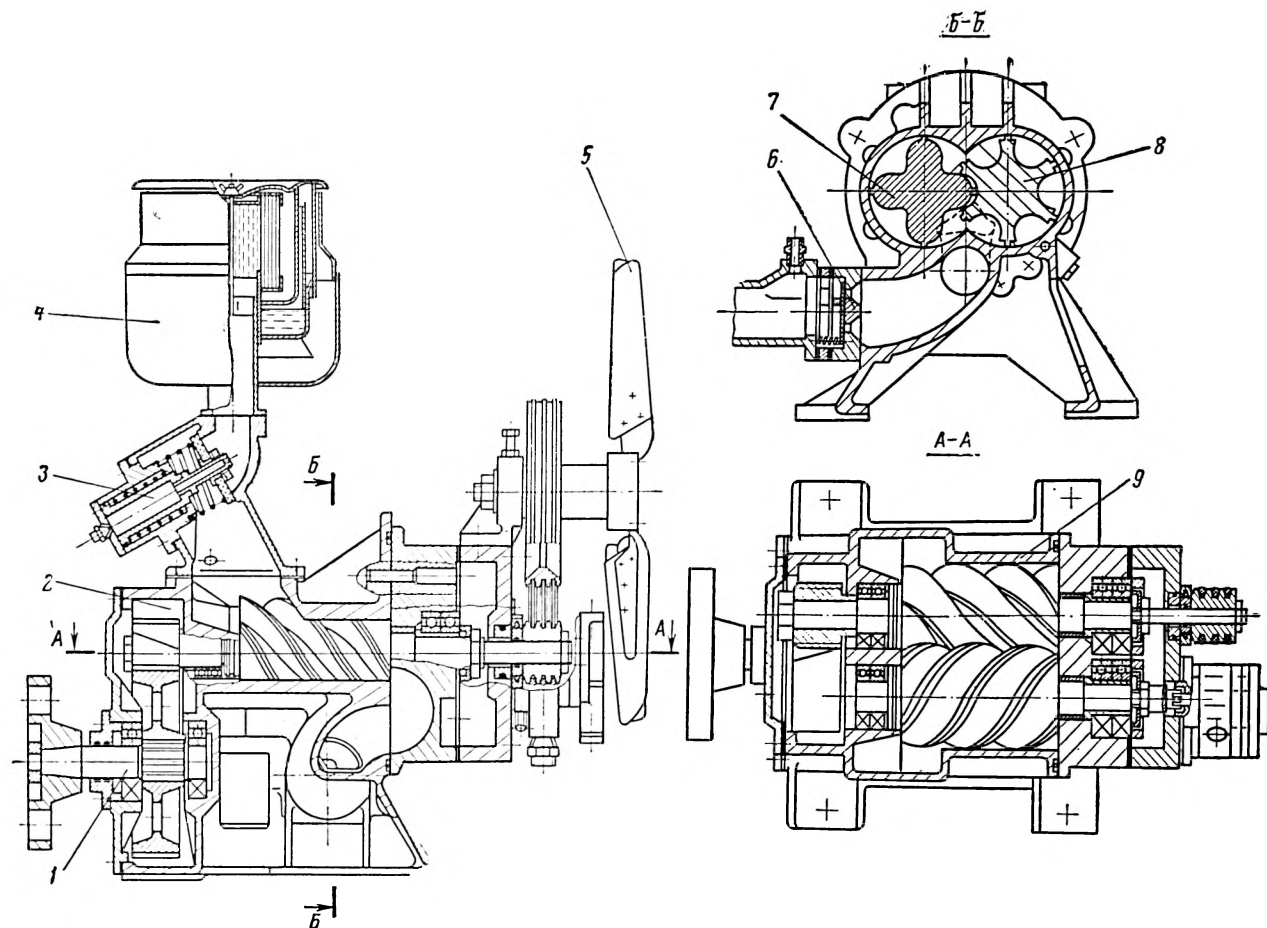


Рис. 3.11. Передвижной компрессор ЗИФ-ШВ-5

имеются каналы. Подача масла осуществляется двухсекционным шестеренным насосом. Основная секция нагнетает масло в компрессор для охлаждения сжимаемого воздуха, уплотнения зазоров, смазки винтов, шестерен и подшипников. Дополнительная секция отсасывает скапливающееся масло из маслоотделителя и подает его в воздухохоборник.

Прямозубые шестерни основной секции помещаются в корпусе и выполнены заодно с валиками. Ведущая шестерня, приводимая во вращение от ведомого винта через поводок, передает движение ведомой шестерне, свободно вращающейся в бронзовых втулках. Шестерни дополнительной секции — прямозубые, помещаются в обойме, насажены на валики шестерни основной секции. Основная и дополнительные секции насоса разделены плитой, а с торца закрываются основанием и крышкой. В крышке расположен редукционный клапан, соединяющий полости нагнетания и всасывания основного насоса в случае повышения перепада давления более 2 кгс/см^2 между этими полостями.

Применяемое масло и периодичность смазки узлов компрессора указаны в табл. 3.2.

Поступающий в компрессор воздух проходит через дроссельный клапан 3 (см. рис. 3.11), с помощью которого осуществляется регулирование производительности компрессора. Клапан состоит из закрывающей прокладки, поршня и пружины, устанавливаемых в стакане клапана.

Для предотвращения обратного тока воздуха из воздухохоборника в компрессор служит об-

ратный клапан 6. Последний состоит из отливки с окнами для прохода воздуха и пластины, которую три пружины прижимают к основанию. Очистка воздуха, всасываемого в компрессор, происходит в двухступенчатом фильтре центробежно-инерционного типа с масляной ванной и металлической сеткой.

Компрессор ЗИФ-ШВ-5 — маслозаполненного типа, т. е. в процессе сжатия воздуха в камеру сжатия впрыскивается масло, которое уплотняет зазоры и отводит тепло сжимаемого воздуха, что приближает процесс сжатия к изотермическому. Для отделения масла от воздуха служит воздухохоборник, который одновременно является и резервуаром для масла. Благодаря резкому уменьшению скорости смеси воздуха и масла в воздухохоборнике основная часть масла выделяется из воздуха и оседает в нижней части воздухохоборника. Окончательная очистка воздуха от масла происходит в маслоотделителе цилиндрической формы. Четырнадцать секций, заполненных шерстяными очесами, вставляются в корпус воздухохоборника через отверстие в левом днище, которое закрывается крышкой.

Если в воздухохоборнике давление превышает $7,2 \text{ кгс/см}^2$, воздух дросселируется в атмосферу через предохранительный клапан. С целью исключения излишнего уноса масла вместе с воздухом на нагнетательной линии компрессора после маслоотделителя установлен клапан минимального давления, предназначенный для отключения подачи сжатого воздуха из воздухохоборника при давлении 4 кгс/см^2 . Клапан минимального давления является одновремен-

Таблица 3.2

Наименование узлов и требуемое количество смазки	Марка масла	Периодичность смазки	Примечание
Масляная система компрессора (50 л)	Турбинное ТСП-22 (МРТУ 12Н № 18—74). Заменители: турбинное (ГОСТ 32—74), промышленное И20А и И30А (ГОСТ 20799—75)	Ежедневная проверка уровня масла и при необходимости его доливка. Через 500 ч работы масло слить и залить новое	При минусовых температурах применяется масло ХА-23 (ГОСТ 5546—66)
Воздушный фильтр компрессора (0,7 л)	Масло, применяемое для компрессора	Ежедневная проверка уровня масла и при необходимости его доливка. Через 200 ч работы промывка фильтра и заливка масла	
Ось вентилятора	Смазка 1—13 (ГОСТ 1631—61) или солидол С (ГОСТ 4366—64)	Через 50 ч работы наполнять до выдавливания	
Скаты	Смазка универсальная среднетемпературная УС-2 (ГОСТ 1033—73)	Через 1000 ч работы набивка смазки в ступицы скатов	

но и обратным клапаном, так как в случае работы станции на общую магистраль при превышении давления в магистрали над давлением в воздухохранильнике исключает поступление воздуха из магистрали в воздухохранильник.

Для отвода тепла от масла служит трубчатый холодильник с вертикальным расположением трубок. Холодильник — пятиходовой с воздушным охлаждением, состоит из трубного пучка, верхнего и нижнего коллекторов и диффузора. Трубный пучок представляет собой набор стальных плоскоовальных трубок. Трубки сверху и снизу закреплены в стальных балках. Для герметичности трубки развальцованы и пропаяны. Верхняя и нижняя балки соединены двумя стойками. Для увеличения охлаждающей поверхности на трубки насажены пластины. Горячее масло из воздухохранильника по шлангу поступает в нижний коллектор и проходит по трубкам сначала вверх (в верхний коллектор), затем вниз (в нижний коллектор), далее опять вверх и так пять раз. Масло заканчивает свой путь в верхнем коллекторе холодильника, через отверстие которого поступает в масляный фильтр. Масло охлаждается потоком воздуха, прогоняемым между трубками и пластинами вентилятором компрессора. Диффузор уменьшает аэродинамическое сопротивление воздушного тракта, предотвращает подсос воздуха с боков и тем самым увеличивает эффективность вентилятора.

Для очистки масла, поступающего в компрессор, установлен масляный фильтр, состоящий из фильтрующего пакета, помещенного в стакане, крышки и стержня. Фильтрующий пакет рукояткой стержня периодически поворачивается вокруг своей оси, и основные пластины, проходя мимо скребков, очищаются от грязи. В крышке фильтра помещен перепускной клапан, который открывается при засорении фильтра, и масло, минуя фильтрующий пакет, проходит в выходное отверстие в крышке.

На раздаточной трубе компрессора установлен выпускной клапан, предназначенный для автоматического выпуска воздуха из воздухохранильника в момент остановки компрессора.

Тепловая защита компрессора состоит из термовыключателя и выключающего устройства. Термовыключатель установлен в нагнетательной трубе компрессора. При нагревании воздуха в нагнетательной трубе до 118°C легкоплавкий сплав, которым впаяна медная пробка в наконечник термовыключателя, расплавляется и медная пробка выталкивается сжатым воздухом внутрь термовыключателя. Сжатый воздух по трубопроводу поступает к выключающему устройству и своим давлением

перемещает поршень. Поршень поворачивает рычаг, который через рычаг кнопочного поста нажимает на кнопку «Стоп» и отключает электродвигатель от сети.

На раздаточной трубе компрессора установлен приборный щит, на котором размещены следующие контрольно-измерительные приборы: манометр для контроля давления масла на входе в компрессор, манометр для контроля давления воздуха в воздухохранильнике, дистанционный термометр для контроля температуры масла.

Работа компрессора происходит следующим образом (рис. 3.12).

Наружный воздух через воздушный фильтр 15 и дроссельный клапан 16 поступает в зону всасывания. В компрессоре 14, приводимом в действие электродвигателем 18 через муфту 19 и редуктор 21, воздух винтами сжимается до давления 7 кгс/см^2 . Одновременно масляный насос 11 основной секцией подает масло под нужным давлением в рабочую зону винтов. При превышении давления масла в нагнетательной линии срабатывает редукционный клапан 12, соединяя зону нагнетания с зоной всасывания. Из зоны нагнетания компрессора смесь воздуха с маслом через обратный клапан 22 и нагнетательную трубу 24 поступает в воздухохранильник 1, где масло выделяется и опускается в нижнюю часть воздухохранильника. Воздух с остатками масла проходит через маслоотделитель 2 и окончательно очищается. Очищенный воздух через клапан минимального давления 4, раздаточную трубу 3 и вентили поступает к потребителю. На нагнетательной линии установлен предохранительный клапан 5. Выпускной клапан 6 соединен трубками с воздухохранильником и зоной всасывания компрессора. От раздаточной трубы, размещенной за клапаном минимального давления, воздух отводится в систему регулирования производительности.

Для замера давления воздуха в воздухохранильнике от него отводится трубка на приборный щит 13. Масло из воздухохранильника под действием насоса подается через шланг в нижний коллектор холодильника 7. Пройдя последний, масло поступает в масляный фильтр 8, снабженный клапаном 9, пропускающим масло при засорении фильтра мимо фильтрующего элемента. После масляного фильтра масло поступает в масляный насос. По трубке, идущей снаружи корпуса компрессора, масло попадает в редуктор, скапливается в его нижней части и отсасывается трубкой 20 в зону всасывания. Для улучшения отсоса масла в редуктор подается воздух от нагнетательной трубы 23.

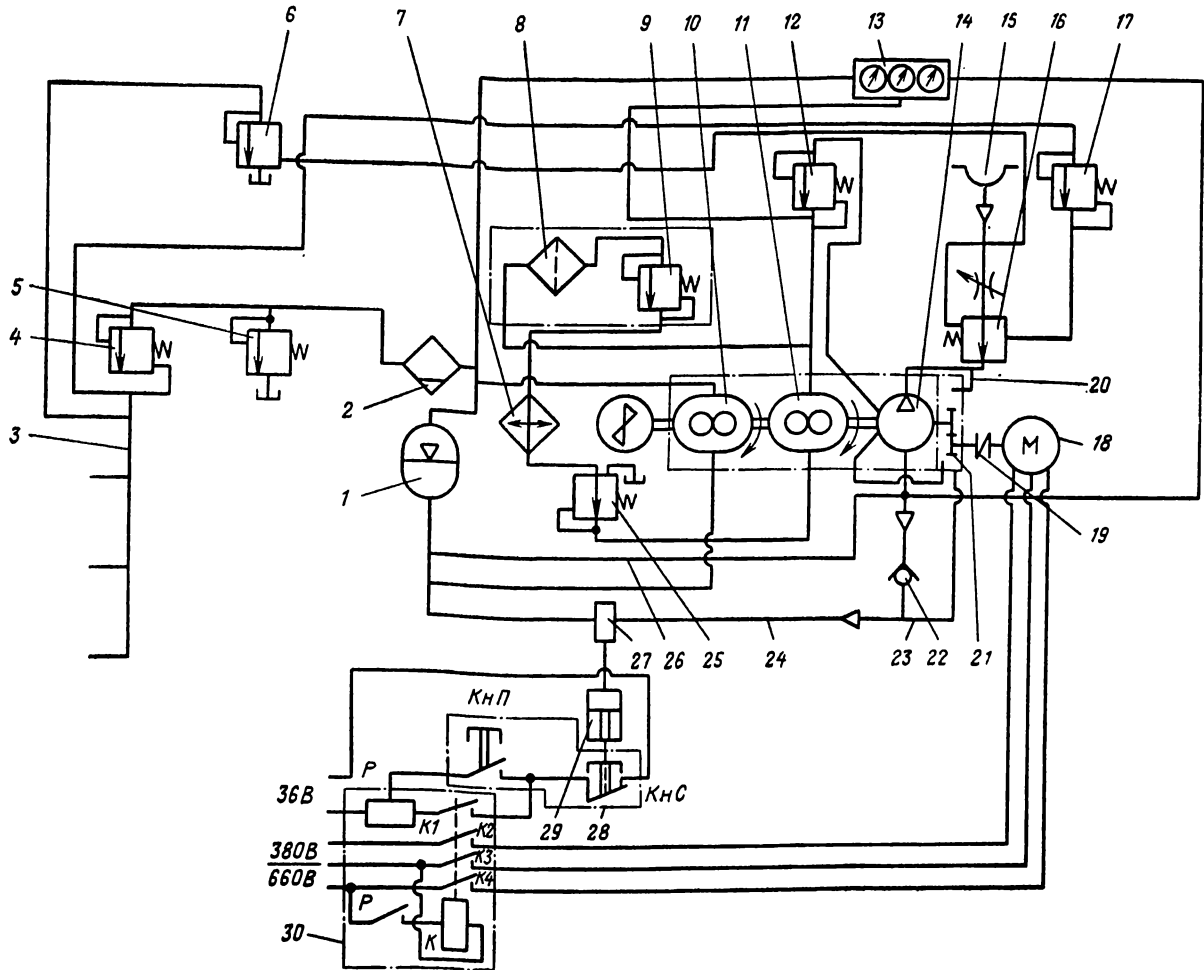


Рис. 3.12. Схема работы передвижного компрессора ЗИФ-5ШВ-5

В холодное время года (при работе компрессора на поверхности шахты), когда масло становится более вязким, для быстрой его подачи в компрессор используется кратчайший путь из нижнего коллектора холодильника к насосу. На этом пути находится перепускной клапан 25, который по мере нагрева масла закрывается. После разогрева масло пойдет через холодильник, а перепускной клапан полностью закроется.

Дополнительной секцией 10 насоса масло отсасывается из маслоотделителя и сливается в воздухоотборник, соединенный с зоной нагнетания компрессора разгрузочным шлангом 26, который служит для освобождения компрессора от масла при остановах и работе компрессора на холостом ходу. Для замера давления впрыскиваемого в компрессор масла к манометру отведена трубка.

Для замера температуры в зоне нагнетания на приборном щите установлен дистанционный

термометр. Включение и выключение электродвигателя осуществляются следующим образом. При нажатии на кнопку «КнП» срабатывает реле *P*, контакты которого, находящиеся в цепи катушки контактора *K*, замыкаются и контактор включается. Нормально разомкнутые блок-контакты (*K4*, *K3*, *K2*) магнитного пускателя 30 замыкают силовую цепь питания электродвигателя. Через блок-контакт *K1* запитывается реле, минуя кнопку «КнП».

При нажатии кнопки «КнС» кнопочного поста управления 28 вручную или под действием цилиндра тепловой защиты 29 обесточивается реле *P*, контакты которого размыкают цепь катушки контактора. При этом контактор размыкает силовую цепь питания электродвигателя и последний останавливается.

Регулятор производительности предназначен для автоматического приведения подачи воздуха в соответствие с его потреблением. Метод

регулирования производительности компрессора заключается в использовании двух режимов работы компрессора: рабочего — при полностью открытом дроссельном клапане 16 и холостого — при закрытом дроссельном клапане. Регулятор производительности состоит из датчика с фильтром 17, дроссельного клапана и соединительных трубок. Работа системы регулирования производительности заключается в следующем. Из раздаточной трубы воздухо-сборника воздух проходит по трубке через фильтр и попадает в датчик под пластину. Подъему пластины мешает усилие пружины, отрегулированное винтом на $7,1 \text{ кгс/см}^2$ давления воздуха снизу пластины. При таком давлении воздуха пластина отойдет от нижнего седла, прижмется к верхнему седлу и откроет путь воздуху через отверстие в корпусе датчика к дроссельному клапану.

Воздух, поступая под поршень дроссельного клапана, передвигает его и закрывает проход атмосферному воздуху в компрессор, который начинает работать вхолостую. Этот режим работы сохраняется до тех пор, пока давление воздуха в раздаточной трубе воздухо-сборника не снизится до $5,8\text{—}5,5 \text{ кгс/см}^2$. Тогда усилие пружины превысит давление воздуха и прижмет пластину к нижнему седлу, вследствие чего поступление воздуха к дроссельному клапану прекратится. Оставшийся воздух из поршневой полости дроссельного клапана через отверстие в регулировочном винте выпускается в атмосферу. Одновременно происходит открытие дроссельного клапана под действием перепада давления, создаваемого винтами. Атмосферный воздух поступает в компрессор, который начинает подавать сжатый воздух в воздухо-сборник.

При эксплуатации компрессорной установки необходимо следить за показаниями приборов на щите.

При нормальной работе станции давление масла должно составлять $3\text{—}6 \text{ кгс/см}^2$, давление воздуха 7 кгс/см^2 , температура нагнетания $70\text{—}100^\circ \text{C}$.

Работу компрессорной станции необходимо прекращать при: температуре нагнетания более 110°C ; давлении масла ниже 3 кгс/см^2 ; появлении запаха гари; появлении стука и постороннего шума в компрессоре; содержании метана в окружающем воздухе более $0,5\%$; непрерывной работе предохранительного клапана; неисправности манометров и термометров.

В настоящее время разрабатывается шахтная передвижная компрессорная установка производительностью $25 \text{ м}^3/\text{мин}$.

§ 5. Вспомогательное оборудование компрессорных установок

Всасывающие фильтры

Особенностью эксплуатации компрессорных установок на поверхности шахт является повышенная запыленность атмосферного воздуха вследствие близости породных терриконов, угольных складов, вентиляторов главного проветривания и пр. Пыль и механические примеси резко ускоряют процесс нагарообразования в клапанах и нагнетательных коммуникациях поршневых компрессоров, способствуя износу цилиндров, поршневых колец, сальников. В центробежных компрессорах под действием сухой крупнозернистой пыли происходит эрозийный износ деталей проточной части, а промасленная пыль, осаждающаяся на роторе, направляющем аппарате и в промежуточных охладителях, резко снижает производительность и к. п. д. компрессора.

Всасываемый компрессором воздух должен забираться снаружи помещения компрессорной станции с наименее запыленной стороны на высоте не менее 3 м от земли. Для очистки всасываемого воздуха до предельно допустимой величины запыленности $0,5 \text{ мг/м}^3$ и ниже применяются масляные самоочищающиеся и ячейковые фильтры. Фильтр может быть индивидуальным для каждого компрессора или групповым, обслуживающим всю компрессорную станцию. Для поршневых компрессоров устройство группового фильтра предпочтительнее, так как при этом уменьшается воздействие на фильтр пульсирующего потока воздуха от отдельных компрессоров и возможно осуществление централизованного наддува воздуха в компрессоры с помощью устанавливаемого перед фильтром вентилятора. Наддув улучшает энергетические показатели работы компрессоров.

Достоинствами самоочищающихся фильтров являются большая длительность эксплуатации между очистками и относительная легкость очистки, их недостаток — невозможность работы при резко пульсирующих потоках воздуха, возникающих при работе поршневых компрессоров. Основным недостатком ячейковых фильтров — большая трудоемкость их очистки от пыли.

Масляные самоочищающиеся фильтры предназначены для очистки воздуха от мелкодисперсной пыли ($5\text{—}10 \text{ мкм}$) при его запыленности до 10 мг/м^3 .

Основные технические данные самоочищающихся сетчатых фильтров, выпускаемых Харь-

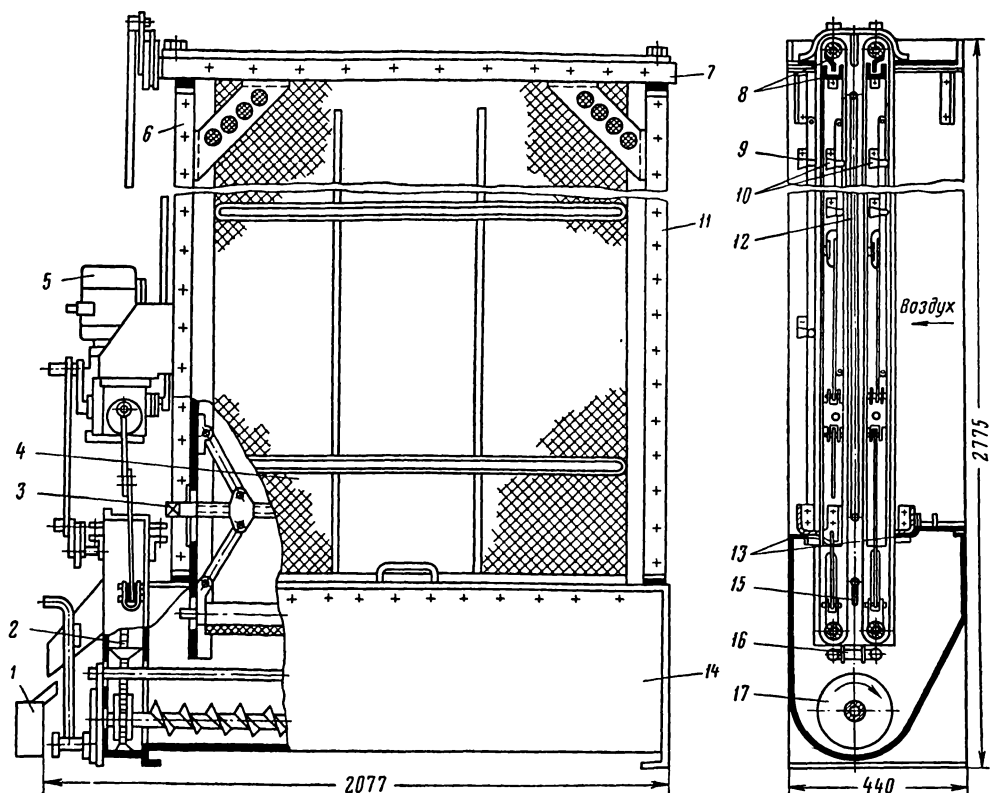


Рис. 3.13. Масляный самоочищающийся фильтр Кт30

ковским заводом кондиционеров, приведены в табл. 3.3.

Фильтры типов Кт30 (рис. 3.13) и Кт40 состоят из масляного бака 14, левой 6 и правой 11 стенок, головки 7, двух фильтрующих сеток 4, образующих четыре фильтрующие панели, внутренних 10, наружного 9 и среднего 12 ограничителей парусности, натяжных устройств 3,

привода 5 (редуктор и электродвигатель на общей раме), бачка 1 для шлама.

Очищаемый воздух проходит последовательно через две вращающиеся сетки, в которых улавливаются находящиеся в воздухе частички пыли. При прохождении сеток через масляную ванну накопившийся слой пыли смывается и опускается на дно маслобака, откуда непрерывно удаляется с помощью шнека 17 и элеватора 2 в бачок 1.

Движение сеток — прерывистое, осуществляется от привода через рычаг, храповой механизм и зубчатую передачу. Номинальная скорость движения первой по ходу воздуха сетки составляет 0,16, второй — 0,07 м/мин. Скорость движения сеток можно изменить путем перестановки рычага привода на разные расстояния от центра вращения.

Перед первой по ходу воздуха, перед четвертой и за четвертой панелями установлены нижние маслоъемники 13, которые предназначены для снятия излишков масла с сеток и возврата его в бак. Съем масла с приводных валов производится верхними маслоъемниками 8. Снятое масло отводится по внутреннему вертикальному каналу стенки в бак фильтра.

Таблица 3.3

Фильтры	Производительность, м ³ /мин	Рабочее сечение прохода воздуха, м ²	Количество заливного масла, кг	Основные размеры, мм	Масса, кг
Кт30	525	3,155	290	440×2077×2775	600
Кт40	655	3,94	290	440×2077×3275	650
Кт60	1050	6,31	585	440×3827×2775	1000
Кт80	1310	7,88	585	440×3827×3275	1085
Кт120	2100	12,62	585	440×3827×4775	1360
Кт160	2630	15,76	585	440×3827×5775	1640

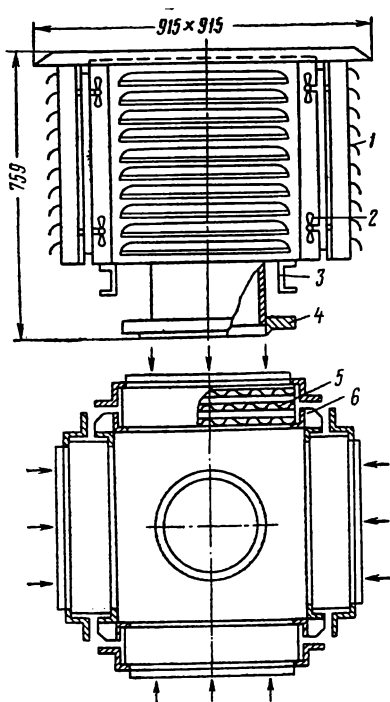


Рис. 3.14. Ячейковый фильтр компрессора 4М10-100/8

Между сетками в баке установлен промыватель 15, который во время работы фильтра своим колебательным движением создает волну в верхних слоях масла. Направленная перпендикулярно к поверхности сеток масляная волна интенсивно смывает накопившийся на них слой пыли. Промыватель приводится в движение через систему рычагов и тяг от первой ступени привода.

Для подогрева масла в зимнее время внутри бака имеется U-образная трубка 16, к которой подводится пар или вода. На боковой стороне установлен мановакуумметр, предназначенный для измерения разности давлений воздуха до и после фильтра.

Фильтры типов Кт60—Кт160 по конструкции аналогичны фильтрам типов Кт30 и Кт40, но состоят из двух панелей, установленных на общий маслобак.

Фильтры типа Кт заправляются маслом с низкой температурой застывания, например висциновым (ГОСТ 7611—75). Смена масла в баке производится при насыщенности 0,15 кг пыли на 1 л масла. Продолжительность непрерывной работы без смены масла зависит от начальной запыленности воздуха.

Два раза в год сетки и масляный бак промываются 10%-ным раствором каустической соды. Для этого в ванну после слива масла заливается

содовый раствор и панели прокручиваются в течение 3 ч, затем содовый раствор сливается, панели и бак промываются горячей водой.

Начальное сопротивление самоочищающихся фильтров составляет 10 мм вод. ст., степень очистки воздуха — 90% при среднedisперсной пыли и 65% при мелкодисперсной. При уменьшении дисперсности пыли степень очистки понижается.

Воздух в фильтр должен равномерно поступать по всему сечению фильтрующей панели со скоростью не более 3 м/с. При большей скорости происходит отрыв капель масла от фильтрующего полотна и засорение ими всасывающих камеры и трубопровода. Необходимо предусматривать меры для предупреждения попадания в фильтр снега и влаги. В районах, где возможно обмерзание полотен самоочищающихся фильтров, нужно предусматривать байпасирование всасываемого воздуха, так как при большом сопротивлении фильтра возможно выдувание масла из бака.

Ячейковые фильтры системы Рекка используются на поршневых компрессорах. Основные технические данные ячейковых фильтров, применяемых на компрессорах 4М10-100/8 и 2М10-50/8, следующие:

	Компрессор	
	4М10-100/8	2М10-50/8
Число ячеек	4	2
Производительность, м ³ /мин	100	50
Площадь фильтрующей поверхности, м ²	0,88	0,44
Пылеемкость, г	2000	1000
Коэффициент очистки, %	96	96
Сопротивление, мм вод. ст.	5	5

Фильтр компрессора 4М10-100/8 (рис. 3.14) состоит из каркаса 6 со встроенными в него отдельными ячейками 5, каждая из которых представляет собой набор гофрированных металлических сеток, собранных в виде пакета и смоченных висциновым маслом. Перед каждой ячейкой установлены жалюзи 1, предназначенные для отделения крупных механических частиц. Ячейки и жалюзи прикреплены к каркасу винтами 2. Фильтр устанавливается на швеллерах 3 и соединяется со всасывающим трубопроводом компрессора фланцем 4.

Воздух, проходя по извилистому пути через гофрированные сетки, смоченные маслом, оставляет на липкой поверхности сеток большую часть содержащихся в нем пылевых частиц. Для очистки воздуха с начальной запыленностью до 5 мг/м³ применяются ячейки, состоящие из 12 рядов сеток с уменьшающимся

по ходу воздуха размером отверстий. Для очистки воздуха с запыленностью до 10 мг/м^3 применяются ячейки фильтров с 18 сетками. Очистка ячейковых фильтров от пыли производится по графику не реже одного раза в два месяца. Фильтры обдуваются сжатым воздухом, после чего промываются в горячем ($70\text{--}80^\circ \text{C}$) 10%-ном содовом растворе, а затем в воде.

После обсыхания они вновь замазываются путем погружения ячеек в ванну с маслом на одни сутки. Извлеченные из ванны ячейки устанавливаются в наклонном положении на двое суток для стока масла.

Результаты очистки всасывающих фильтров оформляются актом.

Ячейковые фильтры необходимого типоразмера поставляются по желанию заказчика вместе с поршневым компрессором.

Концевые охладители и воздухоотделители

Согласно правилам безопасной эксплуатации [64] установка концевых охладителей обязательна на всех стационарных поршневых компрессорах производительностью более $10 \text{ м}^3/\text{мин}$. Охлаждение воздуха позволяет отделить масляный и водяной конденсат и тем самым значительно уменьшить опасность образования и воспламенения нагаро-масляных отложений в трубопроводах.

На центробежных компрессорах концевые охладители устанавливаются в отдельных случаях для уменьшения гидравлических потерь в трубопроводе (потери пропорциональны абсолютной температуре) и температуры воздуха при объединении воздухопроводов от центробежных и поршневых компрессоров. Установка концевых охладителей на центробежных компрессорах должна быть обоснована в каждом конкретном случае технико-экономическим расчетом.

Поршневые компрессоры производительностью 100 и $50 \text{ м}^3/\text{мин}$ оснащаются вертикальными кожухотрубными концевыми охладителями ХК-100 и ХК-50, изготавливаемыми воронежским заводом «Химмаш». На центробежных компрессорах производительностью 500 и $250 \text{ м}^3/\text{мин}$ устанавливаются охладители ВОК-500 и ВОК-250, изготавливаемые и поставляемые по желанию заказчика вместе с компрессорами хабаровским заводом «Энергомаш». Технические параметры охладителей приведены в табл. 3.4.

Охладитель ХК-100 (рис. 3.15) состоит из цилиндрического корпуса 2, трубного пучка 8, по трубкам которого протекает вода, а между

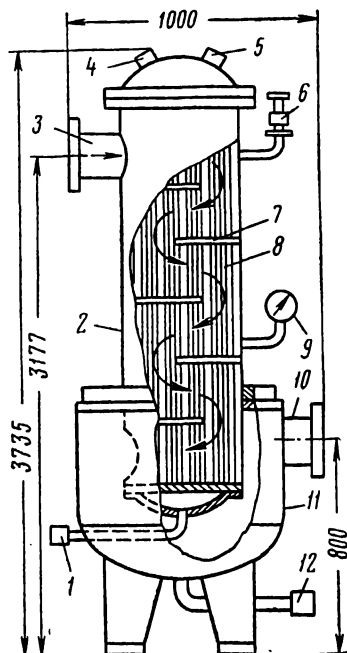


Рис. 3.15. Концевой охладитель ХК-100

трубками проходит сжатый воздух, и маслоотделителя 11. Патрубки 4 и 5 предназначены для подачи и слива охлаждающей воды. В воздушной полости имеются межтрубные перегородки 7, направляющие поток воздуха перпендикулярно к трубам с целью улучшения теплопередачи. Для выпуска из охладителя воды во время осмотров, чисток, разборки предусмотрен вентиль 1. На охладителе уста-

Таблица 3.4

Параметры	Охладитель			
	ХК-100	ХК-50	ВОК-500	ВОК-250
Поверхность охлаждения, м^2	34	14	180	100
Давление, кгс/см^2 , не более:				
воздуха	8	8	8	8
воды	3	3	2	2
Температура воздуха, $^\circ\text{C}$:				
на входе	144	144	140	140
на выходе	60	60	30	36
Температура охлаждающей воды, $^\circ\text{C}$	25	25	20	20
Масса, кг	1460	1040	2739	1685

новлены пружинный предохранительный клапан 6 и манометр 9.

Горячий воздух из компрессора поступает в патрубок 3, проходит зигзагообразно между охлаждающими его трубками и выходит охлажденным через патрубок 10. Выделяющийся в процессе охлаждения воздуха масляный и водяной конденсаты осаждаются в масловодоотделителе 11 и периодически выпускаются через вентиль 12.

Для уменьшения длины трубопровода с высокой температурой сжатого воздуха концевые охладители устанавливаются возможно ближе к компрессорам. Трубопровод между поршневым компрессором и охладителем должен быть выполнен таким образом, чтобы имелась возможность разборки, осмотра и очистки внутренних поверхностей от нагара и масла.

На нагнетательном трубопроводе поршневого компрессора после концевого охладителя устанавливается обратный клапан. Назначением последнего является упрощение коммутационных операций с задвижками при пуске и остановке компрессора, а также предотвращение распространения на охладитель и компрессор ударной волны в случае взрыва воздухопроводной сети. При наличии стандартного концевого охладителя, снабженного устройством для сбора и выпуска конденсата, устанавливать специальные масловодоотделители после поршневых или центробежных компрессоров не следует.

Охладитель ХК-50 имеет аналогичную конструкцию.

Воздухосборники на компрессорных установках служат для аккумуляции пневматической энергии при неравномерном характере потребления сжатого воздуха и относительно небольшой емкости пневматической сети, какая бывает, например, при проходке шахтных стволов. Считается, что воздухосборники оказывают влияние на аккумуляционную способность пневматической сети и их установка необходима, если общий объем намечаемых к установке воздухосборников составляет более 20% суммарной емкости пневматической сети. Применением воздухосборников в этих случаях стремятся уменьшить частоту включения регуляторов производительности, так как работа компрессоров в режиме регулирования сопровождается ухудшением энергетических показателей и надежности.

В условиях шахт, где сжатый воздух является основным видом энергии, общий объем воздухосборников, как правило, незначителен по сравнению с емкостью пневматической сети. Устанавливать воздухосборники в этих случаях не следует.

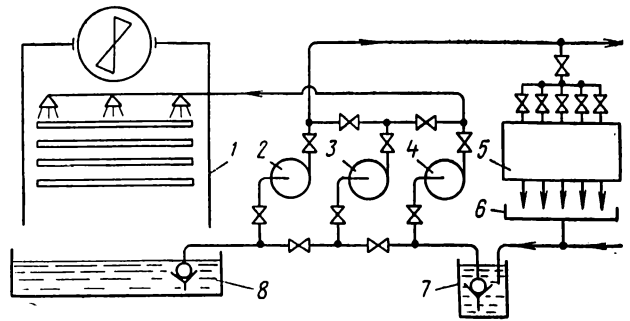


Рис. 3.16. Разомкнутая схема системы охлаждения

Пензенским компрессорным заводом выпускаются и по желанию заказчика включаются в комплект поставки компрессоров 4М10-100/8 и 2М10-50/8 вертикальные воздухосборники объемом 10 и 6,3 м³ с рабочим давлением до 8 кгс/см². Воздухосборники оснащены предохранительными клапанами и манометрами.

Концевые охладители и воздухосборники устанавливаются индивидуально на каждый компрессор. Не следует применять схемы нагнетательных коммуникаций с общими для нескольких компрессоров воздухосборниками или концевыми охладителями, так как это усложняет обслуживание и может привести в некоторых случаях к образованию большого количества нагаро-масляных отложений, опасных в отношении самовоспламенения и взрыва.

Системы охлаждения

Система охлаждения стационарных компрессоров выполняется циркуляционной по разомкнутой или замкнутой схеме. Обычно применяется разомкнутая схема на поршневых компрессорах и замкнутая — на центробежных, однако не исключается возможность применения любой из этих схем на компрессорах различных типов. Достоинствами разомкнутой схемы являются возможность визуального контроля потока воды по точкам и более низкое давление воды в охлаждающих устройствах компрессоров. Достоинства замкнутой схемы — простота и меньшее число единиц применяемого оборудования.

При разомкнутой схеме системы охлаждения (рис. 3.16) число насосов принимается не менее трех (насос холодной воды, насос теплой воды и резервный), при замкнутой схеме — не менее двух (рабочий и резервный).

Холодная вода насосом 2 подается в охлаждающие устройства компрессоров 5 (на рис. 3.16 показан только один компрессор),

после чего стекает свободной струей в воронку 6 и затем в резервуар теплой воды 7. Из резервуара 7 вода подается насосом 4 в верхнюю часть градирни 1, где разбрызгивается и в виде капель стекает вниз, по пути охлаждаясь встречным воздухом.

Резервный насос 3 может работать вместо любого из насосов 2 или 4; коммутация осуществляется задвижками.

При замкнутой схеме необходим только один насос, который забирает воду из бассейна и подает ее в охлаждающие устройства компрессоров, после которых подогретая вода без разрыва струи направляется на охлаждение.

Для охлаждения циркуляционной воды применяются брызгальные бассейны и градирни. Брызгальные бассейны просты в строительстве и эксплуатации, однако обладают сравнительно невысокой охлаждающей способностью, зависящей от направления и скорости ветра. Поэтому они применяются на компрессорных станциях с рабочей производительностью не более 200—300 м³/мин в местностях, где в легкое время отсутствуют штили.

Крупные компрессорные станции оснащаются вентиляторными секционными градирнями, обеспечивающими устойчивое и наиболее глубокое охлаждение воды. Такая градирня состоит из стандартных секций прямоугольной формы, каждая из которых оборудована осевым вентилятором, расположенным в верхней части градирни. Вентилятор предназначен для создания в градирне устойчивого потока воздуха, не зависящего от наличия или отсутствия ветра. Основные технические данные вентиляторных градирен приведены в табл. 3.5.

При проектировании системы охлаждения необходимо знать суммарный расход воды всеми компрессорами и концевыми охладителями. Эта величина подсчитывается по удельным расходам воды на 1 м³ вырабатываемого воздуха:

	Производительность, м ³ /мин	Удельный расход охлаждающей воды*, л/м ³
Компрессоры:		
центробежные	250—500	11—13
поршневые двухступенчатые оппозитные	50—100	3,1—3,3
поршневые двухступенчатые, угловые	20—50	3,3—5
Концевые охладители	—	2—2,5

* Меньшие цифры относятся к компрессорам большей производительности.

Расход воды на испарение, утечку, унос ветром и по другим причинам принимается равным 2—3% от общего расхода.

Эксплуатация градирен и брызгальных бассейнов в зимнее время сопровождается сильным туманообразованием и обледенением расположенных поблизости строений, дорог, линий электропередач и т. д. Поэтому размещать эти сооружения на территории предприятия следует с учетом скорости и направления господствующих зимой ветров. Рекомендации по выбору и устройству градирен и брызгальных бассейнов изложены в литературе [72].

Вода, применяемая для охлаждения компрессоров, не должна содержать солей кальция и магния (солей временной жесткости) более 7 мг-экв./л, растительных и механических примесей более 40 мг/л. При большем содержании в воде солей временной жесткости происходит быстрое отложение накипи на поверхности охлаждающих устройств, при этом снижается к. п. д. компрессоров.

Воду с жесткостью больше допустимой необходимо смягчать химическим способом или подвергать соответствующей обработке — ультразвуковой или электромагнитной. На шахтах Донбасса применяются для этой цели ультразвуковые аппараты «Импульс-2» и ТГИ, изготовляемые донецким спецналадочным управ-

Таблица 3.5

Типы и производительность вентиляторов, тыс. м ³ /ч	Тип оросителя	Размеры одной секции в плане, м	Материал		Число секций
			каркаса	обшивки	
Осевой, О6-320, № 12, от 30 до 50 1ВГ-25, около 120	Капельный или пленочный	2×4	Дерево	Дерево	2—3
	Капельный, пленочный или брызгальный	4×4	Железобетон, дерево	Асбоцемент, дерево	2—6
1ВГ-50, около 500	То же	8×8	Дерево, сталь или железобетон	Дерево или асбоцемент	2—5
1ВГ-70, около 1100	Пленочный	12×12	Сталь	То же	2—3

лением «Теплоэнергоавтоматика» треста Донецкуглеавтоматика, со следующими техническими параметрами:

	«Импульс-2»	ТГИ
Напряжение питания, В	220/380	220/380
Потребляемая мощность, кВт	0,55	0,12
Рабочая частота ультразвука, кГц	28,5	28,5
Электрическая мощность в одном импульсе, кВт	8	10
Число вырабатываемых импульсов в секунду	5—25	27
Число излучателей	6	8
Основные размеры, мм	400×400×400	80×170×100

Ультразвуковой аппарат состоит из генератора электрических импульсов и излучателей ультразвуковых колебаний, устанавливаемых на охладителях. Электрические импульсы в излучателе преобразуются в механические колебания, которые передаются охлаждающей воде и разрушают кристаллы накипи.

Так как при ультразвуковой обработке возникает обильное шламообразование, то для выноса шлама из охладителя скорость протекания воды должна быть не менее 0,2—0,3 м/с.

Контрольно-измерительные приборы и устройства защиты

Поршневые компрессоры 4М10-100/8 и 2М10-50/8 снабжены следующими приборами и устройствами защиты:

электроконтактными манометрами типа ЭКМ-1У, подключенными к промежуточному охладителю, воздухопроводу после второй ступени сжатия, трубопроводу охлаждающей воды и системе смазки механизма движения компрессора;

электронным самопишущим мостом МСП-12 в комплекте с малоинерционными термометрами сопротивления ТСП-753 для измерения и записи температуры масла на выходе из картера и сжатого воздуха после ступеней сжатия и на выходе из промежуточного охладителя;

измерительными приборами и устройствами защиты электродвигателя, предусмотренными действующими правилами;

пружинными предохранительными клапанами на промежуточном охладителе и на буферной емкости после второй ступени сжатия; обратным клапаном на нагнетательном воздухопроводе.

Электроконтактные манометры и электронный самопишущий мост установлены на щите

управления компрессором. В местах измерения давления и температуры эти приборы дублируются показывающими (не электроконтактными) манометрами и термометрами.

Аппаратура защиты настраивается таким образом, чтобы компрессор отключался и оператору подавался звуковой сигнал при повышении температуры сжатого воздуха до 170° С после цилиндров первой и второй ступеней сжатия; повышении давления сжатого воздуха в сети до величины, на 10% превышающей нормальное рабочее; понижении давления масла в механизме движения и давления охлаждающей воды до 0,5 кгс/см².

Центробежные компрессоры К-500-61-1 и К-250-61-2 комплектуются следующими контрольно-измерительными приборами и устройствами защиты:

электроконтактными термометрами типа ЭКТ для измерения и контроля предельных величин температуры масла в маслобаке и после маслоохладителей; воды, поступающей на охлаждение; воздуха до и после воздухоохладителей, на всасывании и нагнетании компрессора;

электроконтактными манометрами ЭКМ-1У для измерения и контроля давления воды в напорном водопроводе; воды перед воздухоохладителями компрессора и двигателя; масла, поступающего на смазку подшипников и на регулирование;

электронным самопишущим двенадцатиточечным мостом ЭМР-109ИМЗ в комплекте с термометрами сопротивления ТСП-783 для измерения и записи температуры подшипников компрессора, редуктора и двигателя;

тягомером для измерения потерь давления в фильтрах;

измерителем расхода всасываемого воздуха; измерительными приборами и устройствами защиты электродвигателя, предусмотренными действующими правилами;

виброаппаратурой КСА-4 для измерения и контроля предельной величины горизонтальной и вертикальной составляющих вибрации;

гидравлическим реле осевого сдвига ротора. Термометры сопротивления, установленные на подшипниках компрессора, редуктора и электродвигателя, дублируются ртутными термометрами.

Аппаратура защиты настраивается таким образом, чтобы предупредительный сигнал подавался при снижении давления масла до 0,35 кгс/см² перед подшипниками и 4,2 кгс/см² в системе регулирования производительности, при увеличении до 65° С температуры подшипников, достижении 80° С температуры сжатого воздуха после воздухоохладителей, увеличении

давления воды перед маслоохладителями до величины, превышающей давление масла в них, осевом сдвиге на 0,15—0,2 мм ротора компрессора.

Компрессор выключается, и оператору подается сигнал при снижении давления масла в системе смазки до 0,25 кгс/см² и в системах регулирования производительности и противопомпажной защиты до 4 кгс/см², увеличении до 72° С температуры подшипников, осевом сдвиге на 0,25—0,3 мм ротора компрессора, вибрации свыше 0,05 мм для компрессора и 0,075 мм для электродвигателя, падении давления охлаждающей воды на общей магистрали до 1 кгс/см².

На поршневых и центробежных компрессорах применяются контрольно-измерительные приборы и устройства защиты общепромышленного назначения. Исключение составляют гидравлическое реле осевого сдвига центробежного компрессора и система противопомпажной защиты.

Гидравлическое реле контроля осевого сдвига ротора (рис. 3.17) состоит из датчика (сопла) 4, электроконтактного манометра 2, дроссельной шайбы 1 и маслопровода 5. Датчик устанавливается между рабочими колодками опорно-упорного подшипника таким образом, чтобы между торцом сопла и упорным диском 3 ротора оставался зазор $\delta = 0,4$ мм.

К датчику через дроссельную шайбу под давлением 5 кгс/см² подводится масло, которое сливается через щель между датчиком и упорным диском. При износе рабочих колодок упорного подшипника диск ротора приближается к торцу сопла, что вызывает увеличение давления масла в линии между соплом и дроссельной шайбой. Возрастание давления, пропорциональное смещению ротора, контролируется электроконтактным манометром. При смещении ротора на 0,15—0,20 мм в манометре замыкается электрический контакт, включенный в схему предварительной сигнализации, а при аварийном смещении ротора на 0,25—0,3 мм замыкается второй контакт манометра, включенный в схему аварийной сигнализации и остановки агрегата.

Система противопомпажной защиты (рис. 3.18) состоит из гидравлического струйного регулятора, сервомотора и противопомпажного клапана [74].

Сервомотор 12 и противопомпажный клапан 13 расположены на одной вертикальной оси, а их штоки связаны между собой тягой. На линии подвода масла к сервомотору установлен обратный клапан 9 с регулируемым дросселем, обеспечивающий быстрое открытие

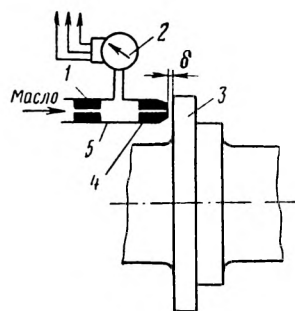


Рис. 3.17. Гидравлическое реле контроля осевого сдвига ротора

противопомпажного клапана и медленное его закрытие. Противопомпажный клапан открывается за счет усилий от предварительного натяжения установленной в нем пружины и давления сжатого воздуха, действующего на разность площадей его седел.

В струйном регуляторе чувствительными элементами являются мембрана 3 и сильфон 4. В полости по обе стороны мембраны подаются импульсы давления от измерительной диафрагмы, установленной на всасывающем трубопроводе компрессора, в полость над сильфоном — импульс давления сжатого воздуха из сети. Мембрана и сильфон действуют своими толкателями на струйную трубку 6 в противоположных направлениях. К регулятору через фильтр тонкой очистки 1 подается масло под давлением 5 кгс/см². Внутри регулятора масло поступает к торцам распределительного золотника 8 вторичного усилителя и в струйную трубку.

При нормальной работе компрессора усилие со стороны мембраны 3 больше, чем со стороны сильфона 4, и струйная трубка 6 отклонена от среднего положения вправо. Выходящее с большой скоростью из наконечника струйной трубки масло попадает в правое приемное сопло вторичного усилителя. За счет разности давлений поршень 7 перемещается вправо и через поводок перемещает в эту же сторону распределительный золотник 8, который своим левым торцом открывает доступ силового потока масла к обратному клапану 9. Через регулируемый дроссель обратного клапана масло поступает в нижнюю полость сервомотора 12, где, воздействуя на его поршень, посредством тяги закрывает противопомпажный клапан 13.

При увеличении давления нагнетания производительность компрессора несколько уменьшается. Усилия, действующие на струйную трубку со стороны мембраны и сильфона, вы-

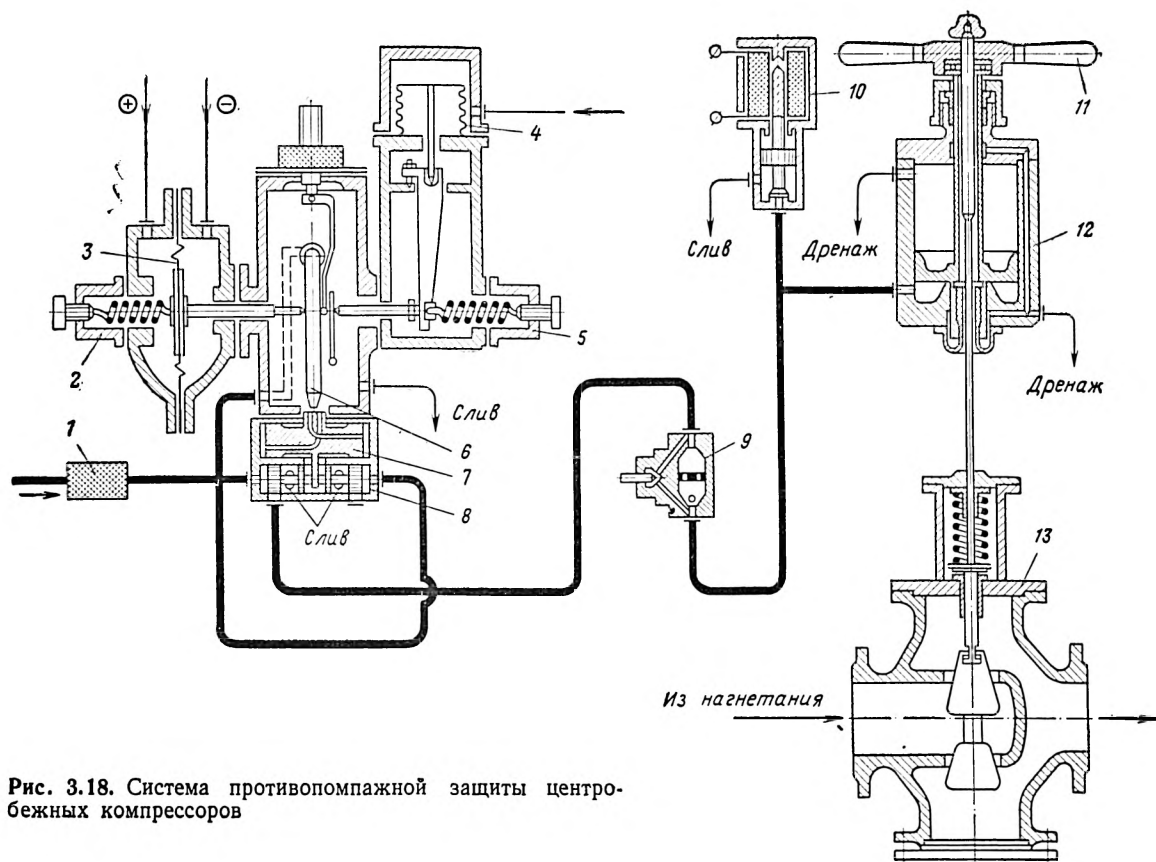


Рис. 3.18. Система противопомпжной защиты центробежных компрессоров

равниваются, и струйная трубка занимает среднее положение относительно приемных сопел. Давление масла за торцами поршня 7 выравнивается.

При приближении к границе помпажа усилие со стороны сильфона становится больше, чем со стороны мембраны, и струйная трубка отклоняется в левую сторону. За счет разности давлений поршень 7 вторичного усилителя через поводок перемещает влево распределительный золотник 8, который соединяет рабочую полость сервомотора со сливом. Под воздействием усилия пружины и давления сжатого воздуха, действующего на разность площадей седел противопомпжного клапана 13, последний начинает открываться и выпускать часть сжатого воздуха в атмосферу.

При уменьшении сопротивления пневматической сети противопомпжный клапан прикрывается, а при увеличении сопротивления сети — открывается на большую величину.

Противопомпжный клапан при необходимости может быть открыт вручную — вращением штурвала 11 сервомотора или дистанционно — нажатием кнопки на щите управления и включением электромагнитного вентиля 10.

Настройка противопомпжной защиты на нужное давление срабатывания осуществляется регулировочными устройствами 2 и 5.

Регуляторы производительности

Расход сжатого воздуха из шахтной пневматической сети колеблется в зависимости от режима работы машин и механизмов с пневматическим приводом. Это приводит к колебаниям давления воздуха и уменьшению производительности пневматического оборудования. Назначением регуляторов производительности является поддержание на заданном уровне давления сжатого воздуха в сети путем изменения производительности работающих компрессоров. Регулятор производительности должен обеспечивать экономичную работу компрессора с пониженной производительностью, т. е. при уменьшении производительности должна уменьшаться также потребляемая компрессором мощность.

Производительность поршневых компрессоров 4М10-100/8 и 2М10-50/8 регулируется ступенчато от 100 до 75, 50 и 25% номинальной производительности. Это достигается путем перепуска воздуха из рабочих полостей цилиндров

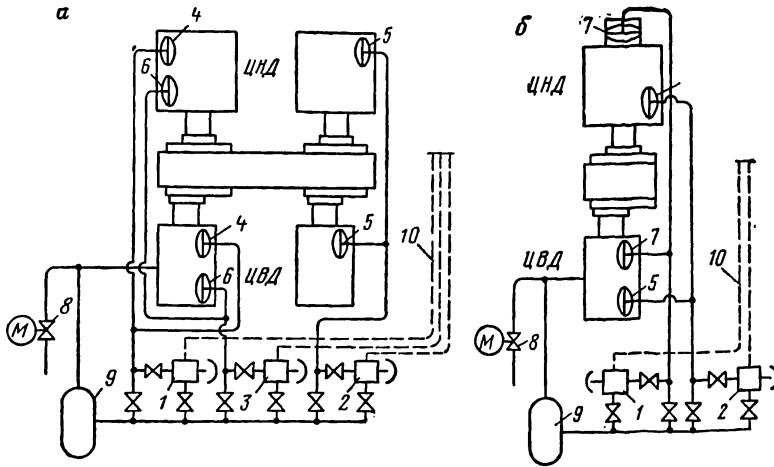


Рис. 3.19. Схема регулирования производительности поршневых компрессоров:

а — 4М10-100/8; б — 2М10-50/8

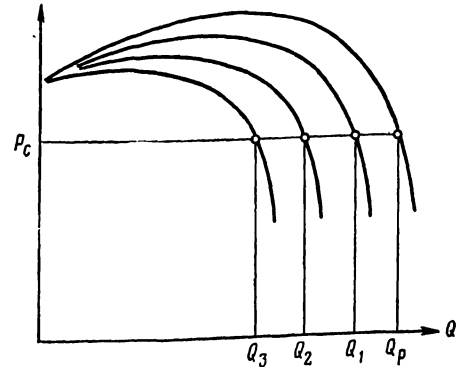


Рис. 3.20. Характеристики центробежного компрессора при регулировании производительности

во всасывающие полости с помощью специальных клапанов-байпасов, а на компрессоре 2М10-50/8 — также и присоединением к цилиндрам дополнительных вредных пространств (рис. 3.19). Управление работой исполнительных регулирующих органов осуществляется электромагнитными клапанами, датчиком служит электроконтактный манометр.

При изменении давления в воздухохранильнике (концевом охладителе) 9 электроконтактный манометр выдает сигнал на блок регулирования, который обрабатывает этот сигнал и выдает команды по электрическим линиям связи 10 на электромагнитные клапаны 1—3. При работе последних клапаны-байпасы 4—6 и клапаны дополнительных вредных пространств 7 соединяются либо с воздухохранильником и закрываются, либо с атмосферой и открываются. Открытое положение клапана-байпаса соответствует нулевой производительности полости цилиндра, открытое положение клапана вредного пространства — половинной производительности полости. При закрытых клапанах-байпасах и клапанах вредного пространства полости цилиндров работают с полной производительностью.

В табл. 3.6 указано положение элементов схемы при различной степени загрузки компрессоров (см. рис. 3.19).

Независимо от давления в сети производительность компрессора может быть изменена дистанционно со щита управления путем включения или выключения электромагнитных клапанов 1—3 и вручную с помощью вентиля, установленных в линиях управления клапанами-байпасами.

Таблица 3.6

Производительность компрессора, %	Положение элементов схемы (см. рис. 3.19)	
	Компрессор 4М10-100/8	Компрессор 2М10-50/8
100	Электромагнитные клапаны 1—3 обесточены, сжатый воздух поступает к клапанам-байпасам 4—6 и удерживает их в закрытом положении	Электромагнитные клапаны 1, 2 обесточены, сжатый воздух поступает к клапанам вредного пространства 7, удерживая их в закрытом положении
75	Электромагнитные клапаны 1 под напряжением, 2, 3 обесточены, клапаны-байпасы 4 открыты, 5, 6 закрыты	Электромагнитный клапан 2 под напряжением, клапаны вредного пространства 7 открыты, клапаны-байпасы 5 закрыты
50	Электромагнитные клапаны 1, 2 под напряжением, 3 обесточены; клапаны-байпасы 4, 5 открыты, 6 закрыты	Электромагнитные клапаны-байпасы 5 открыты, клапаны вредного пространства 7 закрыты
25	Электромагнитные клапаны 1, 2, 3 под напряжением, клапаны-байпасы 4, 5, 6 открыты	Электромагнитные клапаны 1, 2 под напряжением, клапаны-байпасы 5 и клапаны вредного пространства 7 открыты
0	Электромагнитные клапаны 1, 2, 3 под напряжением, клапаны-байпасы 4, 5, 6 открыты, задвижка 8 открыта	Электромагнитные клапаны 1, 2 под напряжением, клапаны-байпасы 5 и клапаны вредного пространства 7 открыты, задвижка 8 открыта

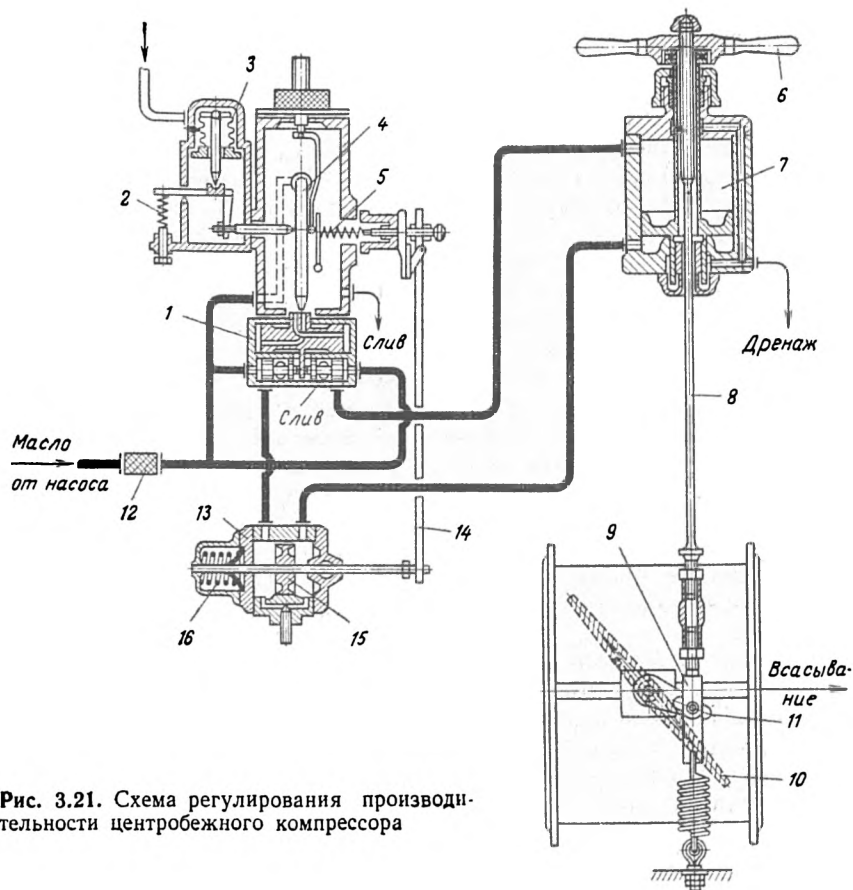


Рис. 3.21. Схема регулирования производительности центробежного компрессора

Регулирование центробежных компрессоров К-500-61-1 и К-250-61-2 осуществляется путем дросселирования всасывающего трубопровода. Таким способом можно уменьшить производительность компрессора до 50% номинальной величины.

Напорная характеристика компрессора при дросселировании всасывающего трубопровода снижается (рис. 3.20); при неизменном давлении сжатого воздуха в сети P_c производительность уменьшается от Q_p до Q_1 , Q_2 , Q_3 и т. д. Регулирование компрессорной станции в целях экономичности необходимо осуществлять поочередным глубоким регулированием отдельных компрессоров [58].

В схему регулирования производительности центробежного компрессора (рис. 3.21) входят регулятор давления, дроссельная заслонка и сервомотор [74]. В качестве регулятора давления применяется гидравлический струйный регулятор с двухкаскадным усилением и изодромным механизмом обратной связи 13, который обеспечивает плавность и устойчивость регулирования. Полости цилиндра изодрома

сообщены между собой обводным каналом, который перекрывается дроссельным игольчатым клапаном. Степень открытия игольчатого клапана определяет время воздействия обратной связи.

В корпусе гидроусилителя смонтированы струйная трубка 4, на которую через сильфон 3 и систему рычагов воздействует давление сжатого воздуха. К струйной трубке и вторичному усилителю 1 регулятора через фильтр тонкой очистки 12 подводится масло под давлением 5 кгс/см².

Сервопривод 7 представляет собой цилиндр двустороннего действия, в верхнюю полость которого подается масло от вторичного усилителя, а в нижнюю — от изодромного механизма обратной связи. Шток 8 поршня сервопривода с помощью тяги 9 и рычага 11 соединен с дроссельной заслонкой 10.

На рычажное импульсное устройство регулятора давления подается импульс давления сжатого воздуха в пневматической сети. При установившемся режиме работы компрессора струйная трубка 4 усиления со стороны силь-

фона 3 и пружин 2 и 5 занимает среднее положение. Распределительный золотник вторичного усилителя перекрывает подачу масла к сервоприводу 7 и механизму обратной связи 13. Давления в линиях подвода масла к верхней и нижней полостям сервопривода 7 равны, поэтому его поршень неподвижен, дроссельная заслонка 10 открыта на необходимую величину.

При увеличении давления в сети струйная трубка отклоняется влево и направляет выходящее с большой скоростью из наконечника масло в левое приемное сопло. Так как приемное сопло соединено со сливом, то за счет разности давлений поршень вторичного усилителя перемещается влево. Поршень отодвигает влево распределительный золотник, который правым торцом открывает доступ масла в полость над поршнем сервопривода. Вторым левым пояском распределительный золотник соединяет камеру механизма обратной связи, а следовательно, нижнюю полость сервопривода со сливом.

Перемещаясь вниз под действием разности давлений масла, поршень сервопривода вытесняет масло из нижней полости сервопривода в правую полость цилиндра механизма обратной связи 13. Проходя по обводному каналу в левую полость цилиндра, масло дросселируется, создавая перепад давлений в полостях обратной связи. Поршень 15 обратной связи перемещается влево и посредством рычага 14 растягивает пружину настройки 5. Под действием пружины струйная трубка 4 возвращается в среднее положение, и перемещение поршня сервопривода прекращается. При этом регулируемое давление воздуха в пневматической сети устанавливается несколько выше прежнего.

При дальнейшем смещении поршня обратной связи 15 открывается паз на внутренней поверхности цилиндра и перепад давлений в полостях изодрома исчезает. Под действием пружины 16 поршень возвращается в среднее положение и сжимает пружину настройки 5 до установленной величины. В результате заданный режим по регулируемому давлению восстанавливается.

В случае понижения давления воздуха в сети процесс регулирования проходит в той же последовательности, но в обратном порядке.

При необходимости регулирование может осуществляться вручную вращением штурвала 6 сервопривода.

Настройка регулятора на необходимое давление осуществляется изменением натяжения пружины 2.

Глушители шума

Работа поршневых и, особенно, центробежных компрессоров сопровождается интенсивным шумом высокой частоты. Основными источниками шума являются всасывающие камеры (110—115 дБ), выхлопной трубопровод при работе компрессора в атмосферу (120—130 дБ) и собственно компрессорный агрегат — редуктор, корпус компрессора, электродвигатель, охладители. Так, общий уровень шума в машинном зале с центробежными компрессорами, не оборудованными шумозащитными устройствами, может достигать 100—105 дБ при допустимом уровне 85 дБ.

Снижение шума компрессорного агрегата в помещении компрессорной станции достигается звукоизоляцией основных источников шума. Согласно рекомендациям Ленинградского института охраны труда (ЛИОТ), трубопроводы оребряются и облицовываются звукопоглощающим материалом (песком или асбестом), промежуточные охладители укрываются матами из стекло- и шлаковаты. На редуктор надевается специальный звукоизолирующий кожух разборной конструкции с внутренней вентиляцией.

Эффективными способами уменьшения шума в машинном зале являются отделение сплошным полом нижней площадки обслуживания от верхней, а также облицовка стен машинного зала плитами из специального шумопоглощающего материала — силкапора. Для защиты от шума дежурных операторов устраиваются изолированные от машинного зала кабины и помещения, в которых сосредоточена аппаратура контроля и управления компрессорами.

Снижение шума всасывания центробежного компрессора достигается установкой перед всасывающим фильтром разработанного ЛИОТ глушителя сборной конструкции (рис. 3.22), состоящего из шести-семи расположенных параллельно друг другу звукопоглощающих секций, между которыми проходит всасываемый компрессором воздух. Каждая секция представляет собой жесткий прямоугольный каркас, внутри которого помещен мат из супертонкого стекловолокна. Мат обернут стеклотканью или технической бязью и после укладки в секцию обшит стальной сеткой. Эффект глушения увеличивается, если установить последовательно два ряда секций.

Глушение шума выхлопа работающих в атмосферу компрессоров (при пуске, остановке, ремонтно-наладочных и других работах) осуществляется бутово-камерным глушителем (рис. 3.23), состоящим из бетонной камеры 2,

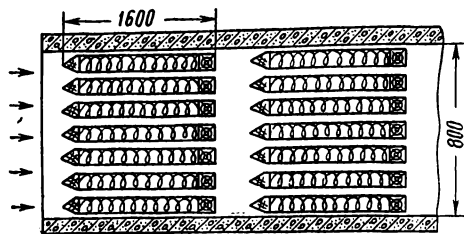


Рис. 3.22. Глушитель шума всасывания

внутри которой на металлических решетках 5 уложены два слоя булыжника 4. Сверху булыжника насыпан слой щебня 3 толщиной около 0,7 м. Воздух из компрессоров поступает в глушитель по перфорированной трубе 6 и выходит в атмосферу через окна 1 в верхней части камеры. Внизу имеется сток 7 для конденсата.

Такой глушитель позволяет снизить уровень шума выхлопа центробежного компрессора со 120—130 до 70—80 дБ.

Шум поршневых компрессоров по сравнению с центробежными менее интенсивен. Их уровень шума превышает допустимое значение на 5—8 дБ только в октавной полосе 500 Гц.

Основными причинами шума в машинном зале являются пульсации потока воздуха при всасывании и нагнетании и дросселирование воздуха в клапанах. Существенное значение имеет степень неуравновешенности движущихся деталей компрессора и неточность центровки электродвигателя.

Применение на компрессорах прямоочных клапанов, использование в качестве возбуждителей тиристорных выпрямителей, облицовка стен машинного зала плитами из силакпора позволяют снизить уровень шума в помещении

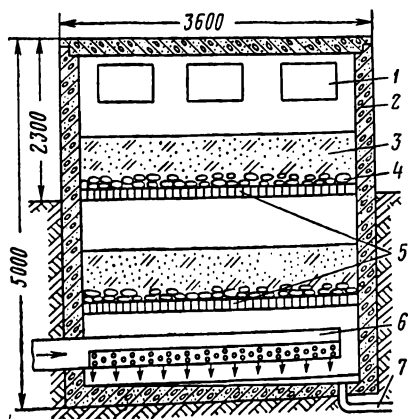


Рис. 3.23. Бутово-камерный глушитель шума выхлопа

до нормы. Существенное уменьшение воздействия шума на обслуживающий персонал достигается устройством звукоизолированного дежурного помещения в машинном зале.

Снижение шума на прилегающей территории от работы поршневых компрессоров осуществляется глушителями шума, конструкции которых аналогичны конструкциям соответствующих глушителей для центробежных компрессоров.

§ 6. Эксплуатация компрессорных установок

Правила безопасной эксплуатации

Эксплуатация компрессорных установок осуществляется в соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов и газопроводов» [64] и инструкциями заводов-изготовителей. Основные положения безопасной эксплуатации компрессорных установок следующие:

в помещениях компрессорных установок не допускается размещение аппаратуры и оборудования, технологически и конструктивно не связанных с компрессорами;

общие размеры помещения должны удовлетворять условиям безопасного обслуживания и ремонта оборудования компрессорных установок и отдельных узлов, машин и аппаратов. Проходы в машинном зале должны обеспечивать возможность монтажа и обслуживания компрессоров и электродвигателей и составлять не менее 1,5 м, а расстояние между оборудованием и стенами зданий — не менее 1 м;

двери и окна помещения компрессорных установок должны открываться наружу;

в помещении компрессорных установок должна быть оборудована площадка для проведения ремонтных работ. Машинный зал снабжается грузоподъемными устройствами и средствами механизации трудоемких работ;

в помещении компрессорных установок должны предусматриваться специальные места для хранения в закрытом виде обтирочных материалов, инструмента, прокладок и т. п., а также для хранения недельного запаса масла. Хранение керосина, бензина и других легко воспламеняющихся жидкостей в машинном зале не допускается;

в машинном зале в изолированной от шума будке должен быть установлен телефон;

разведение открытого огня в помещении компрессорной станции строго запрещается. Производство монтажных и ремонтных работ с применением открытого огня и электросварки

в помещении компрессорной станции, на воздухоборниках и воздухопроводах должно осуществляться при соблюдении противопожарных мероприятий и под наблюдением ответственного лица с письменного разрешения главного инженера предприятия и представителя пожарной охраны;

вход в помещение компрессорной станции посторонним лицам запрещается;

для разгрузки электродвигателя при пуске компрессора на нагнетательном трубопроводе перед обратным клапаном следует устанавливать выхлопной отвод с задвижкой. Выхлопной отвод, а также продувочные отводы маслородоотделителей, охладителей и воздухоборников выводятся из машинного зала в специально оборудованные места, исключающие загрязнение стен здания и окружающей территории маслом, выбрасываемым вместе со сжатым воздухом;

манометры для контроля давления сжатого воздуха и охлаждающей воды должны быть снабжены трехходовыми кранами. Все установленные манометры должны быть проверены и запломбированы. Проверка манометров и их пломбирование производятся ежегодно, а также каждый раз после произведенного ремонта. Кроме того, не реже одного раза в шесть месяцев производится дополнительная проверка рабочих манометров контрольным с записью результатов этих проверок в журнал;

термометры для измерения температуры сжатого воздуха необходимо устанавливать в специальных металлических гильзах, ввернутых в трубопровод под углом 45° навстречу потоку на глубину $\frac{3}{4}$ его диаметра (но не более 100 мм по нормали к оси трубопровода);

количество предохранительных клапанов и их размеры должны быть такими, чтобы исключалась возможность образования давления, превышающего рабочее более чем на 15%. Каждый предохранительный клапан снабжается приспособлением для принудительного открытия во время работы компрессорной установки. Натяжные гайки пружинных предохранительных клапанов пломбируются, а грузы рычажных предохранительных клапанов закрепляются, закрываются металлическими кожухами и пломбируются;

для смазки компрессоров применяются специальные масла, соответствующие ГОСТам и инструкциям заводов-изготовителей. Отработанное и регенерированное масло не может быть допущено к повторному использованию на поршневых компрессорах;

каждая поступившая на предприятие партия компрессорного масла должна иметь заводской

паспорт-сертификат с указанием в нем физико-химических свойств масла;

перевозка и хранение компрессорного масла производятся в специально предназначенных для этого металлических закрытых емкостях, имеющих надпись «Чистое компрессорное масло марки...». Запрещается использование для других целей сосудов, предназначенных для транспортировки и хранения масла;

к самостоятельному обслуживанию компрессорных установок допускаются лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование, теоретически и практически обученные эксплуатации компрессорных установок. Периодическая проверка знаний обслуживающего компрессорную станцию персонала производится администрацией предприятия не реже одного раза в год. Лица, не сдавшие экзаменов, отстраняются от работы по обслуживанию компрессоров.

На компрессорной станции должна находиться следующая техническая документация: схемы трубопроводов сжатого воздуха, воды и масла с указанием мест установки задвижек, вентиляций, маслородоотделителей, охладителей, воздухоборников, контрольно-измерительных приборов;

инструкция по безопасному обслуживанию компрессорных установок;

журнал учета работы компрессоров;

журнал учета ремонтов компрессоров;

паспорт-сертификат компрессорного масла и результаты лабораторного его анализа;

паспорта всех сосудов, работающих под давлением и подлежащих регистрации в органах Госгортехнадзора;

график планово-предупредительных ремонтов;

журнал проверки знаний обслуживающего персонала.

Все журналы должны быть пронумерованы, прошнурованы, скреплены печатью и храниться не менее одного года после заполнения.

Обслуживающий персонал обязан контролировать исправность компрессорной установки по показаниям приборов и визуально. Показания приборов через установленные инструкции промежутки времени должны записываться в сменный журнал учета работы компрессора. В журнале записываются также сведения о замеченных неисправностях и периодических продувках предохранительных клапанов, концевых охладителей, воздухоборников, манометров.

К ремонтному журналу прилагаются: эскизы и чертежи на произведенные усовершенствования или изменения при ремонте;

акты приемки оборудования после капитального ремонта;

акты очистки нагнетательных коммуникаций компрессорной установки и всасывающих фильтров.

Предотвращение взрывов

При эксплуатации поршневых компрессорных установок могут возникнуть условия для взрыва компрессоров и воздухопроводов. Причиной взрыва является самовоспламенение нагаро-масляных отложений [18].

В общих чертах сущность процесса самовоспламенения заключается в следующем. Поступающее в цилиндры компрессора масло увлекается сжатым воздухом в нагнетательный трубопровод, где оседает в виде слоя масляных отложений, которые окисляются под воздействием кислорода, находящегося в сжатом воздухе. Процесс окисления масляных отложений протекает с выделением тепла. При установившемся режиме температура отложений несколько выше температуры сжатого воздуха, и выделяющееся при окислении тепло уносится воздухом. Увеличение толщины отложений, уменьшение скорости движения воздуха, повышение его температуры ухудшают теплопередачу и способствуют ускорению экзотермической реакции окисления масляных отложений. Каталитическое воздействие на реакцию оказывают окислы железа.

Если количество тепла, выделяющегося при реакции, больше количества тепла, отдаваемого путем теплопроводности и конвекции, температура отложений повышается и происходит их самовоспламенение. Выделяющаяся при горении окись углерода при достаточной концентрации и наличии открытого пламени дает первоначальный взрыв. Вторичные и последующие взрывы происходят под действием ударной волны, которая, распространяясь с большой скоростью, срывает со стенок труб масляную пленку, испаряет и распыляет ее в виде тумана. Масловоздушная смесь при концентрации масляного тумана более 49 мг/м^3 взрывается от высокой температуры воздуха во фронте ударной волны.

Иногда горение отложений не сопровождается взрывом, но выделяющаяся при горении окись углерода попадает вместе со сжатым воздухом на рабочие места и создает опасность отравления работающих.

Количество отложений в трубах зависит от количества подаваемой смазки в цилиндры, продолжительности работы компрессора без очистки нагнетательного трубопровода, запы-

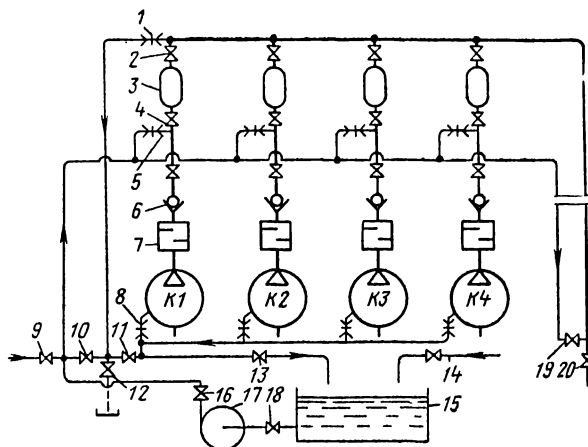


Рис. 3.24. Схема очистки нагнетательных коммуникаций поршневых компрессоров

ленности всасываемого воздуха и других причин. Особенно интенсивно отложения скопляются в глухих отводах трубопроводов, задвижках, патрубках предохранительных клапанов, если они не продуваются, и клапанных коробках компрессоров.

Скорость образования отложений значительно уменьшается, если для смазки цилиндров и механизма движения компрессоров применять не склонные к образованию осадков масла, подавая их в цилиндры в минимально необходимом количестве. Компрессорные масла по склонности к нагарообразованию располагаются в следующем предпочтительном для применения порядке: П-28 (брайтсток), 12М, КС-19, 19Т.

Периодическая очистка нагнетательных коммуникаций компрессоров от скопившихся в них нагаро-масляных отложений, охлаждение сжатого воздуха, систематический выпуск конденсата из концевых охладителей, воздухо-сборников и глухих участков трубопровода, хорошая очистка засасываемого воздуха являются условиями безопасной эксплуатации поршневых компрессоров. Согласно правилам [64], температура сжатого воздуха, выходящего из последней ступени компрессора, должна быть не более 170°C , температура воздуха после промежуточного охладителя — не более 60°C , температура воды, выходящей из компрессора и охладителей, — не более 40°C . Выпускать конденсат из охладителей и воздухо-сборников необходимо по мере его скопления, но не реже чем через каждые 2 ч работы компрессора.

Очистку от нагаро-масляных отложений воздушных полостей компрессоров, концевых и промежуточных охладителей, воздухо-сборни-

ков и воздухопроводов необходимо осуществлять не реже одного раза в шесть месяцев способом, не вызывающим коррозию очищаемых деталей. Рекомендуется промывка этих устройств 5—10%-ным раствором каустической соды или 3%-ным раствором сульфанола.

Наиболее эффективен циркуляционный способ очистки. На рис. 3.24 приведена одна из возможных схем осуществления такого способа для компрессорной станции, имеющей воздухо-сорники [56]. Порядок очистки следующий. Перед очисткой, например, компрессора *K1* нагнетательные коммуникации его отключаются от сети сжатого воздуха задвижкой 4, снимаются всасывающие и нагнетательные клапаны цилиндров второй ступени, на цилиндры первой ступени вместо нагнетательных клапанов устанавливаются заглушки, запирающее устройство обратного клапана 6 вынимается, а его корпус закрывается крышкой, нагнетательный трубопровод промывочной системы присоединяется к воздухопроводу специальным патрубком 5, сливной трубопровод патрубком 8 соединяется с нагнетательными полостями цилиндров первой ступени компрессора, открывается контрольный вентиль в верхней части концевого охладителя 7.

Емкость 15 для приготовления раствора загружается твердой каустической содой и заполняется водой. Сода в воде подогревается паром, подаваемым по трубопроводу 14, и размешивается до полного растворения.

Затем открываются задвижки 13, 16, 18 и закрываются задвижки 9—12. Насос 17 подает раствор в очищаемые места компрессорной установки. При появлении раствора в контрольном вентиле концевого охладителя 7 вентиль закрывается.

Раствор циркулирует в течение нескольких часов до полной очистки нагнетательных ком-

муникаций. После окончания очистки насос 17 останавливается, задвижки 16 и 18 закрываются, а задвижка 9 открывается. Вода из воздухопровода поступает в систему, выталкивает содовый раствор в емкость 15, после заполнения которой закрывается задвижка 13 и открываются задвижки 11, 12. Вода, промыв очищенные коммуникации, выпускается.

После промывки водой система трубопроводов отключается, а нагнетательные коммуникации компрессора просушиваются сжатым воздухом, который пропускается из общей магистрали через воздухосорник 3, концевой охладитель 7 и компрессор в атмосферу. При этом удаляется вода, оставшаяся в нижней части нагнетательных коммуникаций компрессора.

Очистка воздухопровода до шахтного ствола осуществляется при неработающих компрессорах. Закрываются все задвижки после воздухосорников, а также задвижка 20, отключающая очищаемый участок воздухопровода от общешахтной пневматической сети. С помощью фланца 1 к воздухопроводу присоединяется сливной трубопровод промывочной системы. Задвижки 11, 13, 16, 18, 19 открываются, раствор подается насосом 17 в воздухопровод, после чего возвращается в емкость 15.

По окончании очистки воздухопровод промывается водой из водонапорной магистрали и затем продувается воздухом от компрессоров. Отсутствие следов щелочи после промывки проверяется фенолфталеиновой бумагой или 1%-ным спиртовым раствором фенолфталеина.

После просушки вскрываются и осматриваются отдельные участки промытой системы.

Воздухосорники очищаются от отложений водным раствором смачивателя ДБ, разбрызгиваемым под давлением из форсунки. Клапаны и другие детали компрессоров промываются в ванне с раствором каустической соды.

Глава 4

ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 1. Назначение, условия работы и выбор типа подъемных машин

Шахтные подъемные машины предназначены для оборудования подъемных установок вертикальных и наклонных стволов шахт и рудников, а также для их проходки. Они применяются для подъема и спуска людей, вспомогательных материалов и оборудования, подъема полезных ископаемых и породы.

Малые барабанные подъемные машины (с диаметром барабанов до 2,5 м), как правило, применяются для оборудования наклонных подъемов, а машины с диаметрами барабанов 3—6 м — для оборудования вертикальных подъемов. Кроме того, подъемные машины с диаметрами барабанов 3,5—6 м часто используются при проходке шахтных стволов.

Многоканатные подъемные машины предназначены для оборудования только вертикальных стволов и устанавливаются, как правило, на башенных копрах.

Выбор типа подъемной машины

Для обеспечения рационального режима работы подъемной установки важно правильно выбрать тип подъемной машины, а также определить мощность приводного электродвигателя. Для этого, исходя из обеспечения заданной производительности, сначала необходимо определить основные параметры подъемной установки (максимальные скорость, статическое натяжение канатов, неуравновешенное окружное усилие, а также диаметр и ширину барабанов и т. д.).

Исходные данные, необходимые для определения основных параметров подъемных установок, следующие:

тип подъемной установки (скиповая, клетевая, одноконцевая, двухконцевая и т. д.);

высота подъема с учетом высоты приемной площадки: H , H_1 , H_2 — соответственно максимальная, минимальная и промежуточных горизонтов), м;

необходимая часовая производительность A , т/ч;

полезный вес груза Q_n , кгс;

вес порожнего скипа (клетки, бады), включая подвесные устройства Q_m , кгс;

полезный вес груза вагонетки G_r , кгс;

число вагонеток в клетке n ;

вес порожней вагонетки G_b , кгс;

вес противовеса Q_p , кгс.

Вес противовеса определяется из условия, что разность конечных нагрузок при подъеме и спуске должна быть одинаковой, т. е.

$$Q_{пр} = Q_m + nG_b + \frac{Q_p}{2}; \quad (4.1)$$

путь разгрузки (для скипов и опрокидных клеток) h_0 , м;

пауза между двумя подъемами θ , с. Величину пауз необходимо принимать согласно «Правилам технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт» (ПТЭ): при одновременной загрузке и выгрузке для одноэтажных клеток — 12 с, для двухэтажных — 30 с и для трехэтажных — 50 с; при двух вагонетках на этаже — 15 с на этаж и 5 с на каждую перестановку; при односторонней загрузке и выгрузке клеток пауза принимается равной 30 с (на этаж), для опрокидных клеток — 10 с, для скипов емкостью до 6 т — 8 с, свыше 6 т — 10 с; паузы на посадку и высадку людей: для 5 человек — 15 с, для 10 человек — 20, для 15 человек — 25, для 20 человек — 30 с; на каждую перестановку от этажа к этажу добавляется 5 с;

место установки машины (на поверхности, под землей);

напряжение сети, питающей подъемный электродвигатель, В;

предполагаемый срок службы подъемной установки, лет.

Выбор максимальной скорости подъема

Необходимое число подъемов в час определяется по требуемой часовой производительности подъемной установки

$$n_1 = \frac{A \cdot 1000}{Q_n}. \quad (4.2)$$

Продолжительность одного цикла подъема: для двухконцевого подъема

$$T_{ц} = \frac{3600}{a_1}, \text{ с}; \quad (4.3)$$

для одноконцевого подъема

$$T'_ц = \frac{3600}{2n_1}, \text{ с.}$$

Время движения скипа за один цикл

$$T = T'_ц - \theta, \text{ с.}$$

Средняя и максимальная скорости подъема соответственно:

$$v_{\text{ср}} = \frac{H}{T}, \text{ м/с;} \quad (4.4)$$

$$v_{\text{max}} = \alpha V_{\text{ср}}, \text{ м/с,}$$

где $\alpha = 1,1 \div 1,4$ — множитель скорости.

При α , большем указанных пределов, работа выбранной подъемной машины неэкономична. Меньшие значение α используют для глубоких шахт.

Согласно требованиям Правил безопасности полученная скорость для подъема и спуска грузов по вертикальным шахтам не должна превышать значения $V = 0,8 \sqrt{H}$. При подъеме и спуске людей скорость движения клетей должна быть меньше следующих приведенных значений:

Высота подъема H , м	20	30	40	50	75	100	200	300	400
									и более
Максимальная скорость V_{max} , м/с	3,5	4,3	5,0	5,6	6,9	8,0	10,5	11,5	12,0

Согласно Правилам безопасности при наличии направляющих во время спуска и подъема людей в бадьях максимальная скорость не должна превышать $1/2$ скорости, допускаемой для клетевого подъема, при подъеме и спуске грузов — $2/3$ указанной скорости. При отсутствии направляющих скорость движения бадьи должна быть меньше в первом случае 1 м/с, во втором — 2 м/с.

Выбор подъемного каната и определение статических усилий

От правильного выбора каната зависят размеры органа навивки машины: чем меньше диаметр каната, тем меньше размер барабана и подъемной машины в целом. Поэтому особое внимание следует уделять выбору рационального диаметра каната.

Концевая нагрузка на канат: скипового или бадьевого подъема

$$Q_0 = Q_{\text{п}} + Q_{\text{м}}; \quad (4.5)$$

клетевого подъема

$$Q_0 = Q_{\text{п}} + Q_{\text{м}} + nG_{\text{в}}.$$

Расчет каната сводится к определению веса 1 м каната (p , кгс) и выбору по этой величине типа стандартного каната. Затем необходимо определить фактический запас прочности каната.

Вес 1 м каната

$$p = \frac{Q_0}{L_0 - H_0}, \text{ кгс,} \quad (4.6)$$

где $L_0 = \frac{\sigma_z}{m\gamma_0}$ — «прочная» длина каната, м; σ_z — временное сопротивление разрыву металла проволоки каната, кгс/мм² (обычно $\sigma_z = 160$ кгс/мм², при больших глубинах и нагрузках часто принимают $\sigma_z = 180$ кгс/мм²); m — запас прочности каната, который для подъемных установок всех систем при навеске каната должен быть не ниже: 9-кратного — на подъемных установках исключительно для подъема и спуска людей; 7,5-кратного — на грузо-людских подъемных установках; 6,5-кратного — на подъемных установках, предназначенных только для подъема и спуска груза; 8-кратного — для подъемных установок со шкивом трения (людских, грузовых и грузо-людских); 7-кратного — для грузовых многоканатных подъемных установок; γ_0 — фиктивная плотность каната; H_0 — максимальная длина отвеса каната, равная $H_0 = H_{\text{ш}} + h_{\text{к}}$ ($H_{\text{ш}}$ — максимальная высота подъема, $h_{\text{к}}$ — расстояние от верхней приемной площадки до оси копрового шкива).

Подъемный канат выбирают по весу его 1 м и проверяют статический запас прочности

$$m = \frac{Q_z}{Q_0 + pH_0}, \quad (4.7)$$

где Q_z — суммарное разрывное усилие всех проволок в канате, кгс.

Полученное значение запаса прочности каната должно быть не менее указанной величины.

В технической характеристике каждой подъемной машины приведены величины максимально допускаемого статического натяжения канатов и максимальной разности статических натяжений канатов. При выборе подъемной машины необходимо подсчитать эти величины и сравнить их с данными принимаемой машины.

Максимальное статическое натяжение ветви каната

$$Q_{\text{ст. max}} = Q_0 + pH_0. \quad (4.8)$$

Максимальное статическое неуравновешенное окружное усилие, т. е. наибольшая разность натяжения ветвей канатов:

для двухконцевого подъема

$$Q_{\text{ст. неур}} = Q_{\text{п}} + (p - q)H,$$

где q — вес 1 м уравновешивающего каната; для одноконцевого подъема с противовесом

$$Q_{\text{ст. неур}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{кл}} + nG_{\text{в}} + (p - q)H - Q_{\text{пр}}.$$

Для одноконцевого подъема без противовеса наибольшее статическое неуравновешенное усилие равно максимальному статическому натяжению каната. При отсутствии уравновешивающего каната величина $q = 0$.

Для подъемных установок с тяжелым нижним уравновешивающим канатом ($q > p$) при подсчете статической нагрузки вместо веса подъемного каната надо учитывать вес нижнего уравновешивающего каната, когда подъемный сосуд находится на верхней приемной площадке.

Выбор размера органа навивки каната

Диаметр направляющих шкивов $D_{\text{ш}}$ и барабанов подъемных машин $D_{\text{б}}$ должен соответствовать требованиям Правил безопасности:

для подъемных машин, устанавливаемых на поверхности,

$$D_{\text{ш}} = D_{\text{б}} \geq 80d_{\text{к}}; \quad (4.9)$$

для подъемных машин, устанавливаемых под землей,

$$D_{\text{ш}} = D_{\text{б}} \geq 60d_{\text{к}};$$

где $d_{\text{к}}$ — диаметр принятого каната, мм.

Необходимая ширина барабана: при навивке одной ветви каната

$$B = \left(\frac{H + l}{\pi D_{\text{б}}} + a + 1 \right) (d_{\text{к}} + \varepsilon), \quad \text{м}, \quad (4.10)$$

где $l = 30$ м — запасная длина каната, предназначенная для его испытания; a — постоянное число запасных витков трения каната на барабане (для барабанов с деревянной футеровкой $a = 3$, для барабанов с металлической футеровкой $a = 5$); l — два полувитка неиспользуемой ширины барабана; $\varepsilon = 2 \div 3$ — зазор между витками каната, мм (для подъемных машин с диаметром барабана до 6 м);

при двухконцевом подъеме с однобарабанной машиной

$$B = \left(\frac{H + 2l}{\pi D_{\text{б}}} + 2a + 1 + a_1 \right) (d_{\text{к}} + \varepsilon), \quad \text{м},$$

где a_1 — зазор между навивающейся и свивающейся ветвями, равный одному-двум виткам.

Необходимая подъемная машина выбирается по всем ранее определенным параметрам.

При выборе может оказаться, что требуемая ширина барабана больше ширины барабана

выбранной машины. В этом случае можно использовать многослойную навивку каната, число слоев которой

$$n' = \frac{B}{B_1}, \quad (4.11)$$

где B_1 — ширина барабана выбранной подъемной машины, м.

Определение приведенной массы подъемной установки

Суммарный вес всех движущихся частей подъемной установки, приведенный к окружности навивки каната, в общем случае определяется по формуле

$$G_i = Q + Q_{\text{п.с}} + Q_{\text{к.с}} + w'G_{i\text{ш}} + G_{i\text{маш}} + G_{i\text{ред}} + G_{i\text{рот}}, \quad (4.12)$$

где $Q_{\text{п.с}}$ — вес подъемных сосудов (в том числе противовеса) и вагонеток для клетевых подъемов; $Q_{\text{к.с}}$ — суммарный вес подъемных и уравновешивающих канатов; w' — число направляющих шкивов; $G_{i\text{ш}}$ — приведенный вес направляющего шкива; $G_{i\text{маш}}$ — приведенный к окружности навивки каната вес вращающихся деталей коренной части машины (берется по заводским данным); $G_{i\text{ред}}$ — приведенный вес вращающихся частей редуктора;

$$G_{i\text{ред}} = \frac{GD_{\text{ред}}^2}{D_{\text{б}}^2},$$

здесь $GD_{\text{ред}}^2$ — маховой момент редуктора, приведенный к оси главного вала (берется по заводским данным).

Приведенный вес ротора приводного электродвигателя определяется по формуле

$$G_{i\text{рот}} = \frac{GD_{\text{рот}}^2}{D_{\text{б}}^2} i^2,$$

где i — передаточное число редуктора подъемной машины; $GD_{\text{рот}}^2$ — маховой момент ротора, принимаемый по ориентировочной мощности электродвигателя, кгс·м².

Приведенная масса подъемной установки

$$M_{\text{пр}} = \frac{G_i}{g}. \quad (4.13)$$

При определении величины $M_{\text{пр}}$ следует иметь в виду, что масса поднимаемого груза составляет не более 10% приведенной массы подъемной установки, поэтому приведенную массу подъемной установки при подъеме (спуске) груза и при перегоне порожних сосудов можно принимать одинаковой.

Кинематика подъема (для пятипериодной диаграммы скорости)

При подъеме сосудов, разгружающихся с помощью разгрузочных кривых, скорость вхо-

да V_B сосуда в кривые и выхода V_0 из кривых должна быть ограничена. По данным акад. А. П. Германа для скипов и клетей рекомендуется принимать $V_0 = 1,2$ м/с, по данным В. И. Киселева $V_0 = 1 \div 2,5$ м/с.

Кроме того, при движении сосуда в разгрузочных кривых часть его веса передается на кривые. Коэффициент неуравновешенности подъемных сосудов σ , определяющий часть веса скипа (или клетки с вагонеткой), передаваемую на подъемный канат при опрокидывании сосуда, составляет:

	По данным акад. А. П. Германа	По данным В. И. Киселева
Скипы опрокидные	0,65	—
Клетки опрокидные	$\leq 0,6$	$\approx 0,5$
Скипы с отклоняющимся кузовом и с секторным затвором	0,9	$\approx 0,85$

Ускорение при движении подъемного сосуда вне разгрузочных кривых (рис. 4.1)

$$a_1 = \frac{F_{\max} - kQ - (p - q)(H - 2h_0)}{M_{\text{пр}}}, \quad (4.14)$$

где F_{\max} — максимальное неуравновешенное окружное усилие на барабане машины, кгс; h_0 — длина пути, проходимого сосудом в разгрузочных кривых, м. Для опрокидных угольных скипов (с поворотом платформы на 135°) $h_0 = 5 \div 8$ м.

Замедление при движении подъемного сосуда (до разгрузочных кривых)

$$a_3 = \frac{kQ - (p - q)(H - 2h_0)}{M_{\text{пр}}}.$$

При движении подъемного сосуда в кривых в начале подъема имеется неуравновешенность подъемных сосудов, поэтому во избежание перегрузки двигателя ускорение в этот период должно быть

$$a_0 \leq a_1 - \frac{(1 - \sigma) Q_M}{M_{\text{пр}}}.$$

Скорость схода сосуда с разгрузочных кривых

$$V_0 = \sqrt{2a_0 t_0}, \quad (4.15)$$

при этом величина V_0 должна находиться в пределах $1 \div 1,5$ м/с.

Время движения сосуда при движении в разгрузочных кривых

$$t_0 = \frac{V_0}{a_0}.$$

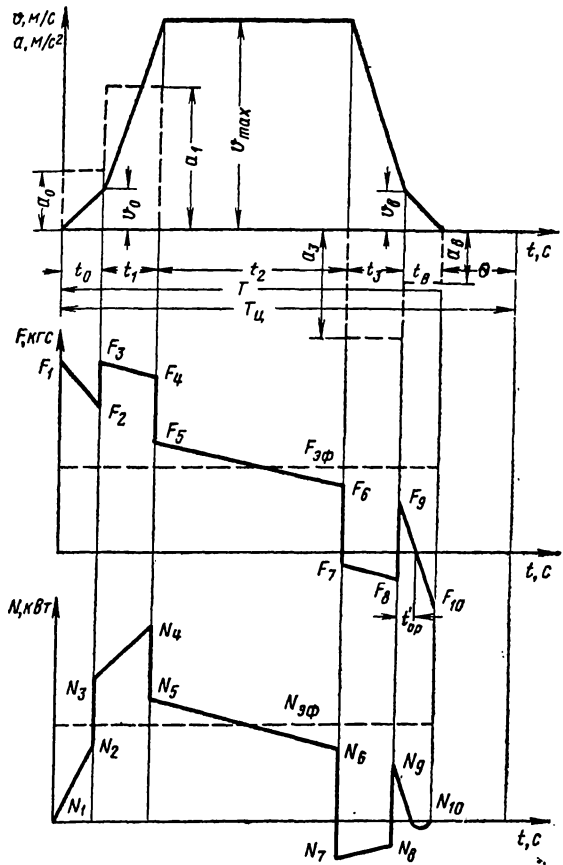


Рис. 4.1. Пятипериодные диаграммы скорости, усилий и мощности

Время и замедление при разгрузке

$$t_B = \frac{2h_0}{V_B}; \quad a_B = \frac{V_B}{t_B}.$$

Время и путь движения подъемного сосуда: с ускорением вне разгрузочных кривых:

$$t_1 = \frac{V_{\max} - V_0}{a_1}; \quad x_1 = \frac{V_{\max} + V_0}{2} t_1;$$

с замедлением до разгрузочных кривых:

$$t_3 = \frac{V_{\max} - V_B}{a_3}, \quad x_3 = \frac{V_{\max} + V_B}{2} t_3.$$

Путь и время равномерного движения:

$$x_2 = H - x_1 - x_3 - 2h_0,$$

$$t_2 = \frac{x_2}{V_{\max}}.$$

Продолжительность движения подъемного сосуда

$$T = t_0 + t_1 + t_2 + t_3 + t_B. \quad (4.16)$$

Продолжительность цикла подъема

$$T_{\text{ц}} = T + \theta. \quad (4.17)$$

Часовая производительность подъема

$$A = \frac{Q n_1}{1000}, \text{ т,} \quad (4.18)$$

где n_1 — число подъемов в час.

Число подъемов в час составляет:
для двухконцевого подъема

$$n_1 = \frac{3600}{T_{\text{ц}}}; \quad (4.19)$$

для одноконцевого подъема

$$n_1 = \frac{3600}{2T_{\text{ц}}}. \quad (4.20)$$

Определение мощности подъемного электродвигателя

Определение усилий на барабане F и мощности N (см. рис. 4.1):

начало подъема

$$F_1 = kQ + (p - q)H + (1 - \sigma)Q_m + M_{\text{пр}}a_0$$

(значения коэффициента σ даны на стр. 173);

$$N_1 = 0;$$

конец схода клетки (скипа) с разгрузочных кривых

$$F_2 = kQ + (p - q)(H - 2h_0) + Ma_0;$$

$$N_2 = \frac{F_2 V_0}{102};$$

начало движения после схода сосуда с разгрузочных кривых;

$$F_3 = kQ + (p - q)(H - 2h_0) + Ma_1;$$

$$N_3 = \frac{F_3 V_0}{102};$$

конец ускоренного движения:

$$F_4 = F_3 - 2(p - q)x_1; \quad N_4 = \frac{F_4 V_{\text{max}}}{102};$$

начало равномерного движения:

$$F_5 = F_4 - Ma_1; \quad N_5 = \frac{F_5 V_{\text{max}}}{102};$$

конец равномерного движения:

$$F_6 = F_5 - 2(p - q)x_2; \quad N_6 = \frac{F_6 V_{\text{max}}}{102};$$

начало замедления:

$$F_7 = F_6 - Ma_3; \quad N_7 = \frac{F_7 V_{\text{max}}}{102};$$

конец замедления (до подхода сосуда к разгрузочным кривым):

$$F_8 = F_7 - 2(p - q)x_3; \quad N_8 = \frac{F_8 V_{\text{в}}}{102};$$

начало замедленного движения сосуда в разгрузочных кривых:

$$F_9 = kQ + (p - q)(H - 2h_0 - 2x_1 - 2x_2 - 2x_3) - Ma_{\text{в}};$$

$$N_9 = \frac{F_9 V_{\text{в}}}{102};$$

конец движения:

$$F_{10} = kQ - (p - q)H - (1 - \sigma)Q_m - \beta Q - Ma_{\text{в}};$$

$$N_{10} = 0,$$

где β — коэффициент опораживания подъемного сосуда, учитывающий уменьшение веса поднимаемого в нем груза вследствие того, что часть его высыпается в бункер раньше полной остановки сосуда.

Эффективное усилие, создаваемое подъемным электродвигателем, определяется по формуле

$$F_{\text{эф}} = \sqrt{\frac{(F_1^2 + F_2^2)0,5t_0 + (F_3^2 + F_4^2)0,5t_1 + (F_5^2 + F_6^2 + F_8^2)\frac{1}{3}t_2 + (F_7^2 + F_8^2)0,5t_3 + F_9^2 0,5t'}{t_2 + a'(t_0 + t_1 + t_3 + t_{\text{в}}) + \frac{\theta}{3}}}, \quad (4.21)$$

где

$$t' = \frac{F_9}{F_9 + F_{10}} t_{\text{в}};$$

a' — коэффициент, принимаемый в зависимости от температуры окружающей среды. Академики М. М. Федоров и А. П. Герман рекомендуют брать $a' = 1$. По другим источникам $a' = \frac{2}{3} \div \frac{1}{2}$ (чем температура выше, тем меньше значение a').

Эффективная мощность подъемного электродвигателя

$$N_{\text{эф}} = \frac{F_{\text{эф}} V_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{п.у}}}, \quad (4.22)$$

где $\eta_{\text{п.у}}$ — к. п. д. подъемной установки. Для одноступенчатых редукторов — 0,98, для двухступенчатых редукторов — 0,97, для одноступенчатых зубчатых передач — 0,97, для двухступенчатых зубчатых передач — 0,95.

При выборе подъемного электродвигателя проф. В. Б. Уманский рекомендует полученную мощность увеличивать на 10—15% в связи с тяжелыми условиями работы подъемной установки. Полученная мощность должна быть проверена по условиям перегрузки подъемного

электродвигателя во время запуска его при нормальном цикле подъема

$$\gamma_{\text{п}} = \frac{F_{\text{max}}}{F_{\text{ном}}}, \quad (4.23)$$

где F_{max} — максимальное усилие в период пуска машины.

Перегрузочная способность при пуске электродвигателя с реостатом

$$\gamma_{\text{п}} = \frac{\gamma_{\text{max}} + 1}{2}, \quad (4.24)$$

где γ_{max} — максимально допустимая перегрузка электродвигателя по данным завода-изготовителя.

Особенности выбора многоканатных подъемных машин

Отличительной особенностью многоканатной подъемной машины является принцип передачи движущего усилия трением. Поэтому главным в расчете и выборе многоканатных подъемных установок является обеспечение условий, при которых не могло бы происходить проскальзывание канатов по шкиву трения.

Величина силы трения, характеризующая тяговую способность многоканатной подъемной машины, определяется натяжением рабочих ветвей каната, углом обхвата шкива канатами и величиной коэффициента трения каната о футеровку шкива. Опасность проскальзывания каната по движущемуся шкиву машины возникает с уменьшением силы трения.

Условие равновесия каната на шкиве трения определяется равенством

$$S_{\text{п}} - S_{\text{o}} = S_{\text{o}}(e^{\mu\alpha} - 1), \quad (4.25)$$

где $S_{\text{п}}$ и S_{o} — натяжения поднимающейся и опускающейся ветвей каната; μ — коэффициент трения между канатом и футеровкой приводного шкива; α — угол обхвата канатом приводного шкива; e — основание натуральных логарифмов.

Левая часть записанного равенства характеризует разницу натяжения между поднимающейся и опускающейся ветвями каната, которая стремится вызвать проскальзывание каната по шкиву, а правая — величину силы трения, которая возникает между канатом и шкивом и стремится удерживать канат на шкиве. Во избежание проскальзывания каната по шкиву во время работы многоканатной подъемной машины необходимо, чтобы наибольшая разница в натяжениях рабочих ветвей каната была меньше силы трения каната о шкив.

Отношение силы трения, возникающей между канатом и приводным шкивом, к наибольшей разнице в натяжениях рабочих ветвей каната называется коэффициентом безопасности установки против скольжения каната и составляет

$$\sigma = \frac{S_{\text{o}}(e^{\mu\alpha} - 1)}{S_{\text{п}} - S_{\text{o}}} > 1. \quad (4.26)$$

Различают статический $\sigma_{\text{ст}}$ и динамический $\sigma_{\text{дин}}$ коэффициенты безопасности против скольжения. Статический коэффициент безопасности против скольжения определяется вышеприведенным отношением, если в выражение (4.26) соответственно подставить значения величин статических натяжений ветвей канатов подъемной машины, т. е.

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{S_{\text{o. ст}}(e^{\mu\alpha} - 1)}{S_{\text{п. ст}} - S_{\text{o. ст}}}, \quad (4.27)$$

где $S_{\text{o. ст}}$ и $S_{\text{п. ст}}$ — статические натяжения опускающейся и поднимающейся ветвей канатов.

Если в выражение (4.26) подставить значения величин натяжений с учетом динамических составляющих и вредных сопротивлений, то можно определить значение динамического коэффициента безопасности против скольжения:

$$\sigma_{\text{дин}} = \frac{(S'_{\text{o. ст}} \mp a \sum m_{\text{o}})(e^{\mu\alpha} - 1)}{(S'_{\text{п. ст}} - S'_{\text{o. ст}}) \pm a(\sum m_{\text{п}} + \sum m_{\text{o}})}, \quad (4.28)$$

где $S'_{\text{o. ст}}$ и $S'_{\text{п. ст}}$ — статические натяжения опускающейся и поднимающейся ветвей с учетом вредных сопротивлений движению канатов; $\sum m_{\text{o}}$ и $\sum m_{\text{п}}$ — сумма приведенных масс движущихся частей подъемной установки со стороны опускающейся и поднимающейся ветвей канатов; a — значение ускорения в рассматриваемый момент движения.

В выражении (4.28) верхние знаки относятся к периоду пуска, нижние — к периоду торможения.

Коэффициент σ является одним из определяющих показателей безопасности и экономичности всей подъемной установки. Так, для увеличения безопасности подъемной установки значения коэффициентов безопасности против скольжения желательно принимать возможно большими, а для обеспечения наиболее экономичных параметров установки коэффициенты σ рекомендуется принимать возможно меньшими.

Отечественный опыт эксплуатации подъемных установок со шкивами трения показывает, что вышеуказанные требования выполняются при $\sigma_{\text{ст}} \geq 1,75$; 2,3 и 2,8 для коэффициентов трения соответственно равных $\mu = 0,2$; 0,25; 0,3.

Часто оценку возможности скольжения канатов по шкиву производят по отношению статических усилий в обеих ветвях ($K_{ст}$).

Для надежной работы многоканатной подъемной машины ее тормозное устройство должно развивать момент, превышающий расчетный статический момент, действующий на машину, а возникающее при этом замедление должно находиться в заданном интервале:

$$M_T > M_{ст}; \quad a_{\min} < a_d < a_{ск}, \quad (4.29)$$

где $M_{ст}$ — расчетный статический момент, действующий на машину; M_T — тормозной момент, действующий на машину; a_{\min} — минимальное замедление машины, допустимое Правилами безопасности для предохранительного торможения машины; $a_{ск}$ — максимальное замедление машины, допускаемое из условия нескольжения каната по приводному шкиву; a_d — действительное замедление машины.

Наибольшая разность статических натяжений определяется из анализа всех режимов работы подъемной установки при различных положениях сосудов (спуск—подъем груза, спуск—подъем людей, спуск—подъем противовеса и т. д.).

Обычно многоканатные подъемные установки статически уравновешены, поэтому:

$$M_{ст} = Q'_п R_{шк}; \quad M'_{ст} = 0,5 Q'_п R_{шк}, \quad (4.30)$$

где $M'_{ст}$ — расчетный статический момент однососудных подъемных установок; $Q'_п$ — расчетный полезноподнимаемый груз; $R_{шк}$ — радиус приводного шкива.

При выборе расчетного полезноподнимаемого груза рекомендуется принимать величину $Q'_п$ больше номинального поднимаемого полезного груза $Q_п$ на 15% для клетевых и на 25% для скиповых подъемных установок. Это обеспечит надежную остановку машины при возможных перегрузках подъемных сосудов.

В соответствии с требованиями Правил безопасности тормозной момент должен удовлетворять следующим условиям:

1. Запас тормозного момента грузо-людских (людских) машин относительно расчетного статического момента должен быть не менее трехкратного:

$$M_T \geq 3M_{ст}. \quad (4.31)$$

По значению момента $M_{ст}$, подсчитанного по формулам (4.30), можно определить величину M_T .

2. Замедление машины при спуске груза должно быть не менее $1,5 \text{ м/с}^2$. Тормозной момент по этому условию будет

$$M_T \geq M_{ст} + 1,5 M_{пр} R_{шк}, \quad (4.32)$$

где $M_{пр}$ — масса движущихся частей подъемной установки, приведенная к радиусу приводного шкива.

3. Замедление машины при подъеме груза должно быть не более 5 м/с^2 , т. е.

$$M_T \leq 5 M_{пр} R_{шк} - M_{ст}. \quad (4.33)$$

4. Замедление машины должно быть меньше критического, при котором происходит скольжение канатов. Рекомендуется, чтобы

$$a_d \leq 0,8 a_{кр}. \quad (4.34)$$

Тормозной момент по этому условию будет

$$M_T \leq M_{ст} + a_d M_{пр} R_{шк}. \quad (4.35)$$

Критическое замедление в системе подсчитывается по следующим формулам:

а) в установке без отклоняющих шкивов: спуск груза

$$a_{кр. сп} = g \frac{e^{\mu\alpha} - K_{ст}}{e^{\mu\alpha} + K_{ст}};$$

подъем груза

$$a_{кр. п} = g \frac{e^{\mu\alpha} K_{ст} - 1}{e^{\mu\alpha} K_{ст} + 1};$$

б) в установке с отклоняющим шкивом: спуск груза (груженная ветвь со стороны, противоположной отклоняющему шкиву)

$$a_{кр. сп} = g \frac{e^{\mu\alpha} - K_{ст}}{e^{\mu\alpha} \left(1 + \frac{Q_{шк}}{S_2} + K_{ст} \right)};$$

спуск груза (груженная ветвь со стороны отклоняющего шкива)

$$a'_{кр. сп} = g \frac{e^{\mu\alpha} - K_{ст}}{e^{\mu\alpha} + K_{ст} + \frac{Q_{шк}}{S_2}};$$

подъем груза (груженная ветвь со стороны, противоположной отклоняющему шкиву)

$$a_{кр. п} = g \frac{K_{ст} e^{\mu\alpha} - 1}{K_{ст} e^{\mu\alpha} + 1 + \frac{Q_{шк}}{S_2}},$$

подъем груза (груженная ветвь со стороны отклоняющего шкива)

$$a'_{кр. п} = g \frac{K_{ст} e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha} \left(K_{ст} + \frac{Q_{шк}}{S_2} + 1 \right)}.$$

В этих формулах приняты следующие обозначения:

g — ускорение свободного падения, м/с^2 ;
 $Q_{шк}$ — приведенный вес отклоняющих шкивов;

S_1 и S_2 — статические натяжения грузеной и порожней ветвей канатов;

$K_{ст} = S_1 S_2$ (подсчитывается для каждого режима работы подъемной установки).

По величине критического замедления производят определение величины тормозного момента из условия нескольжения каната по приводному шкиву.

Определив величины тормозных моментов по приведенным четырем условиям, выбирают требуемый тормозной момент. Если полученная величина тормозного момента меньше, чем $3M_{ст}$, то для предохранительного торможения и стопорения машины принимается $M_T = 3M_{ст}$, а для рабочего торможения в период остановки машины M_T принимается из условий нескольжения каната.

В случае, если тормозной момент по условию нескольжения меньше, чем по условию $M_T \geq M_{ст} + 1,5M_{пр}R_{ш}$, то для получения $K_{ст}$ требуемой величины необходимо утяжелить подъемные сосуды и произвести перерасчет тормозного момента.

При утяжелении подъемных сосудов запас прочности головных канатов должен быть не ниже, а удельное давление каната на футеровку — не выше допускаемых.

Выбрав тормозной момент, необходимо определить действительные замедления по формулам:

$$a_{д. сп} = \frac{M_{т. пр} - M_{ст}}{M_{пр}R_{шк}}; \quad (4.36)$$

$$a_{д. п} = \frac{M_{т. пр} + M_{ст}}{M_{пр}R_{шк}},$$

где $M_{т. пр}$ — принятый тормозной момент для предохранительного торможения машины.

Действительные замедления машины должны быть $1,5 < a_d < 5$ м/с² и $a_d \leq 0,8a_{кр}$.

После этого определяется количество тормозных грузов, рассчитываются величина зажатия пружинных блоков и давление в приводных цилиндрах.

Результаты расчетов, выполненных по приведенной методике, могут быть скорректированы в соответствии с результатами измерений (осциллографированием) скорости и замедлений на каждой действующей многоканатной подъемной установке.

§ 2. Шахтные одно- и двухбарабанные подъемные машины с диаметром барабана до 3,5 м

Ряд шахтных подъемных машин с диаметром барабана до 3,5 м включает в себя одно- и двухбарабанные шахтные подъемные машины

с диаметром барабана 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3 и 3,5 м. Типы, параметры и основные размеры этих машин соответствуют ГОСТ 18114—72.

Заводом—изготовителем указанных подъемных машин является Донецкий машиностроительный завод им. Ленинского комсомола Украины.

По особенностям компоновки и конструкции все указанные выше подъемные машины можно разделить на две группы: малые шахтные подъемные машины с диаметром барабана 1,2; 1,6 и 2 м и средние подъемные машины с диаметром барабана 2,5; 3 и 3,5 м.

Малые шахтные подъемные машины применяются обычно для установки на наклонных подъемах в подземных горных выработках или на небольших вертикальных подъемах. Они отличаются компактностью, малыми габаритами, имеют гидравлический пружинный тормозной привод и разбираются на отдельные узлы, которые могут транспортироваться в стесненных условиях подземных горных выработок.

Средние подъемные машины применяются для установки на поверхности и в подземных горных выработках для вертикальных и наклонных подъемных установок. Они имеют разборную конструкцию, размеры отдельных узлов допускают их транспортирование по главным капитальным горным выработкам.

Подъемные машины с диаметром барабана 3,5 м обычно в подземных условиях не устанавливаются, так как для транспортирования их отдельных узлов требуются большие сечения горных выработок.

Все средние шахтные подъемные машины имеют пневматический пружинный либо пружинный грузовой тормозной привод и снабжаются установкой компрессора с воздухохраником.

Система обозначений подъемных машин, принятая по ГОСТ 18114—72: Ц — подъемная машина с одним цилиндрическим барабаном; 2Ц — подъемная машина с двумя цилиндрическими барабанами. Цифровое обозначение — диаметр барабана, умноженный на ширину барабана в метрах. Например, однобарабанная шахтная подъемная машина с диаметром барабана 3,5 м и шириной барабана 2,4 м по ГОСТ 18114—72 обозначается Ц-3,5×2,4.

После стандартного обозначения заводом добавляются индексы, характеризующие вариант исполнения или модификации машин.

Шахтные подъемные машины Ц-1,2×1 и 2Ц-1,2×0,8 с диаметром барабана 1,2 м

Шахтные подъемные машины однобарабанные Ц-1,2×1 и двухбарабанные 2Ц-1,2×0,8 предназначены для подъема и спуска людей и гру-

Таблица 4.1

Типоразмеры * машин	Барабан			Нагрузка		Диаметр каната,	Шаг нарезки на барабане, мм	Высота подъема **, м, при числе слоев навивки			Скорость движения каната, м/с	Передаточное число ре- дуктора	Электродвигатель ***		Масса машины (без дви- гателя и электрооборудо- вания), кг
	диаметр,	ширина, мм	число	статическое на- тяжение кана- та, кгс	разность стати- ческих натяже- ний каната, кгс			1	2	3			мощность, кВт	частота враще- ния ротора, об/мин	
Ц-1,2×1А	1200	1000	1	2500	2500	20	22	120 (60)	295	475	2	31,5	75	980	9 200
Ц-1,2×1Б	1200	1000	1	2500	2500	20	22	120 (60)	295	475	3	20	75	980	9 200
Ц-1,2×1В	1200	1000	1	2500	2500	22,5	25	100 (39)	254	414	2	31,5	75	980	9 200
Ц-1,2×1Г	1200	1000	1	2500	2500	22,5	25	100 (39)	254	414	3	20	75	980	9 200
2Ц-1,2×0,8А	1200	800	2	2500	2500	20	22	85	220	360	2	31,5	75	980	10 850
2Ц-1,2×0,8Б	1200	800	2	2500	2500	20	22	85	220	360	3	20	75	980	10 850
2Ц-1,2×0,8В	1200	800	2	2500	2500	22,5	25	70	190	315	2	31,5	75	980	10 850
2Ц-1,2×0,8Г	1200	800	2	2500	2500	22,5	25	70	190	315	3	20	75	980	10 850

* При оформлении заказа на подъемную машину с комплектом взрывобезопасного электрооборудования к обозначенной машине необходимо добавить индекс РВ и число, указывающее напряжение в 380 или 660 В, например Ц-1,2×1А-РВ-660.
** В скобках указана глубина подъема для двухконцевого подъема при навивке каната в один слой.
*** Для нормальной (невзрывоопасной) среды машины комплектуются электродвигателем АК2-92-6, для взрывоопасной среды — МА36-42/6ф в исполнении РВ. Оба двигателя имеют мощность 75 кВт при 980 об/мин.

зов по вертикальным и наклонным горным выработкам. Применяются эти машины для оборудования подъемных установок, сооружаемых в подземных условиях и на поверхности.

Машины могут работать во взрывоопасной среде угольных шахт и применяться для проходки шахтных стволов и других горных выработок.

Применение машины для подъемов с углом наклона менее 15° не рекомендуется, так как в этих условиях практически невозможно обеспечить условия отсутствия набегания подъемного сосуда на канат при предохранительном торможении.

Машины рассчитаны на эксплуатацию в закрытом помещении при температуре воздуха 5—35° С.

Техническая характеристика шахтных подъемных машин Ц-1,2×1 и 2Ц-1,2×0,8 по ГОСТ 18114—72 приведена в табл. 4.1

Шахтные подъемные машины Ц-1,2×1 и 2Ц-1,2×0,8 показаны соответственно на рис. 4.2 и 4.3.

Все узлы машины собраны на сварной раме, и положение их после заводских испытаний и

наладки зафиксировано. Машина для эксплуатации должна быть закреплена на фундаменте, который рассчитывается на экстренную нагрузку от действия усилия, равного разрывному усилию каната.

Основные узлы, из которых состоит машина: сборка главного вала, редуктор, два исполнительных органа тормоза, два тормозных привода, маслостанция для питания и управления тормозными приводами, рама машины.

Однобарабанная машина Ц-1,2×1 отличается от двухбарабанной машины 2Ц-1,2×0,8 конструкцией и размерами сборки главного вала и рамы. Остальные узлы унифицированы и взаимозаменяемы.

Особенностью подъемных машин является консольное расположение редуктора, который посажен на консоль главного вала. Вращение главному валу передается через шлицевое соединение. Такая компоновка позволяет получить минимальные размеры вдоль оси главного вала и обеспечить возможность быстрой замены редуктора, а также значительно упрощает конфигурацию фундамента.

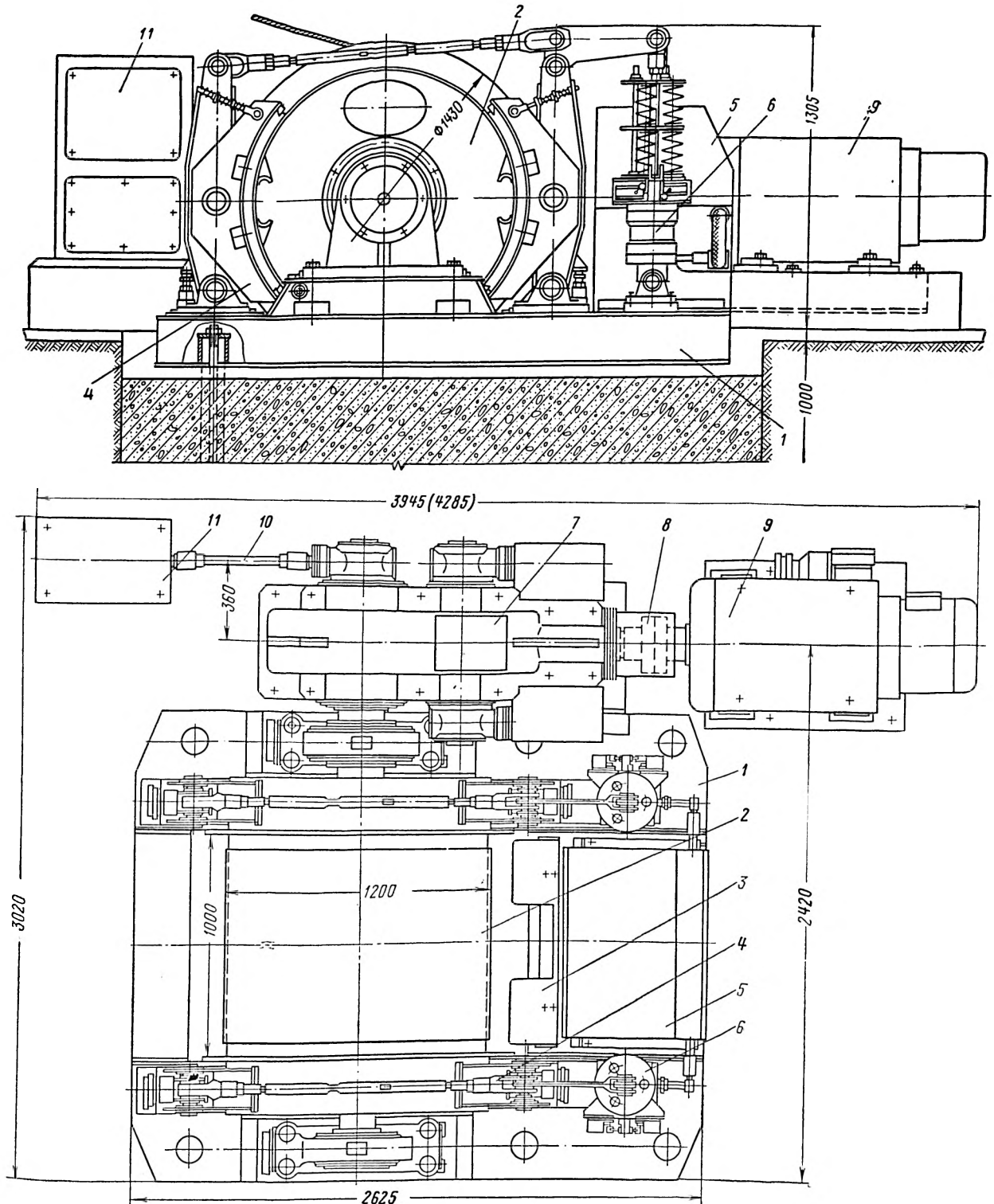


Рис. 4.2. Шахтная подъемная машина Ц-1,2x1 (опытный образец):

1 — рама; 2 — барабан; 3 — щиток барабана; 4 — тормоз; 5 — безаккумуляторная маслостанция; 6 — пружинный гидравлический тормозной привод; 7 — редуктор; 8 — муфта; 9 — электродвигатель; 10 — карданный вал; 11 — аппарат управления лебедкой АУЛ (в скобках приведены размеры для электродвигателя в исполнении РВ)

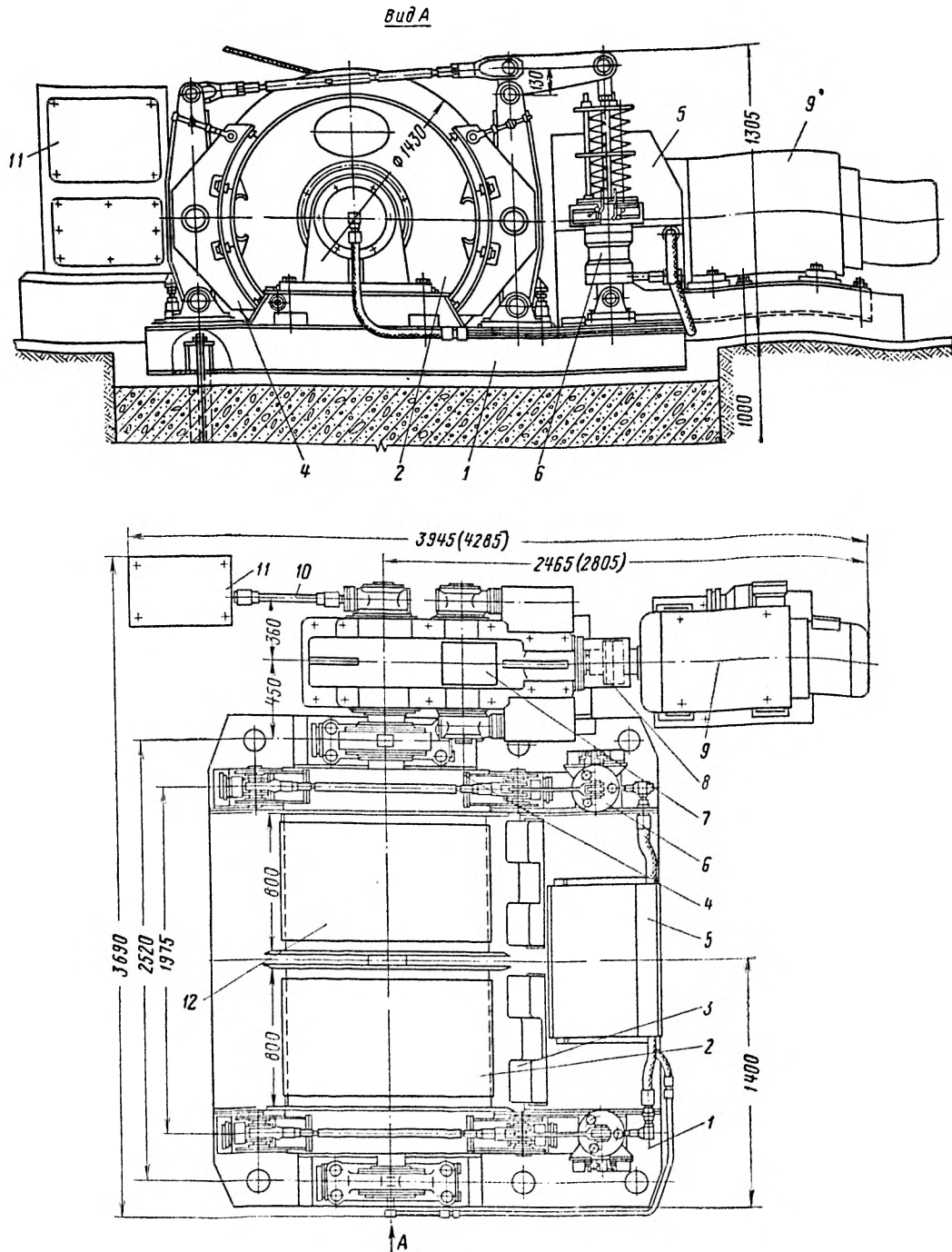


Рис. 4.3. Шахтная подъемная машина 2Ц-1,2×0,8 (опытный образец):

1 — рама; 2 — переставной барабан; 3 — щиток барабана; 4 — тормоз; 5 — безаккумуляторная маслостанция; 6 — пружинный гидравлический тормозной привод; 7 — редуктор; 8 — муфта; 9 — электродвигатель; 10 — карданный вал; 11 — аппарат управления лебедкой АУЛ; 12 — заклиненный барабан (в скобках приведены размеры для электродвигателя в исполнении РВ)

Сборки главных валов подъемных машин Ц-1,2×1 и 2Ц-1,2×0,8 показаны соответственно на рис. 4.4 и 4.5.

Барабаны машин выполнены в виде цельно-сварной конструкции. Заклиненные барабаны посажены на главный вал по горячей посадке,

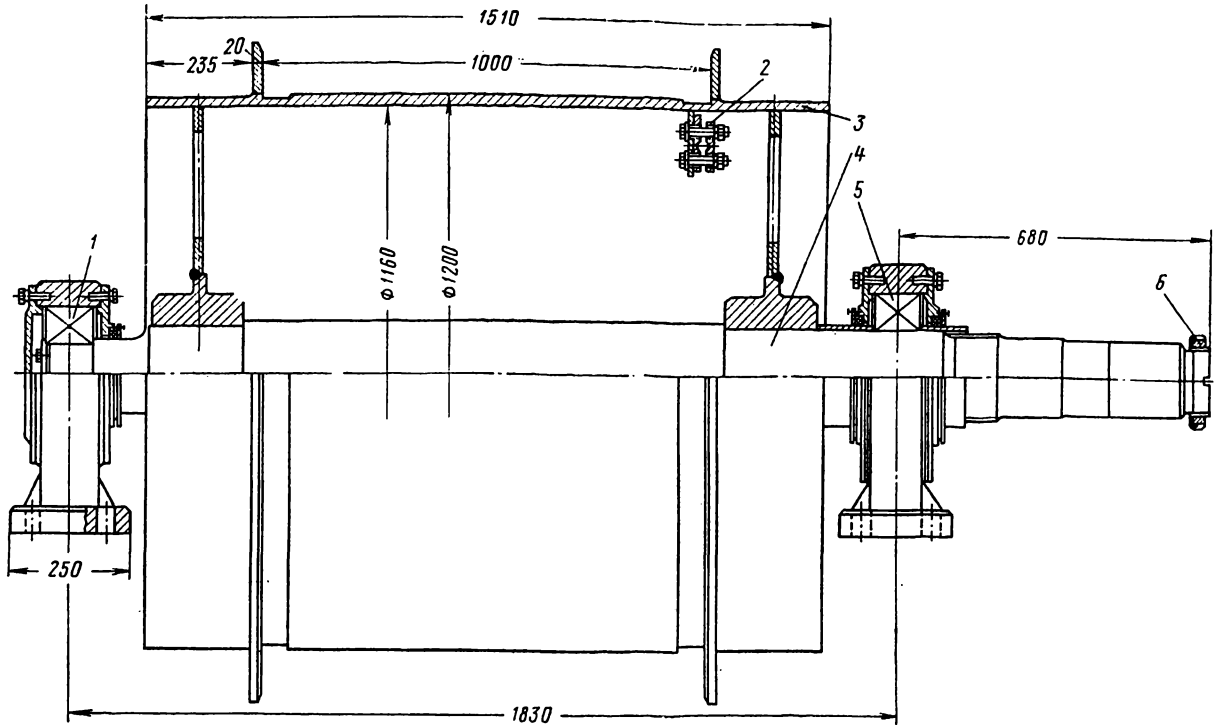


Рис. 4.4. Сборка главного вала машины Ц-1,2×1:

1 — подшипник роликовый сферический двухрядный № 3628 (140×300×102); 2 — жимки для крепления конца каната; 3 — барабан; 4 — вал; 5 — подшипник роликовый сферический двухрядный № 3540 (200×360×98); 6 — гайка осевого крепления редуктор:

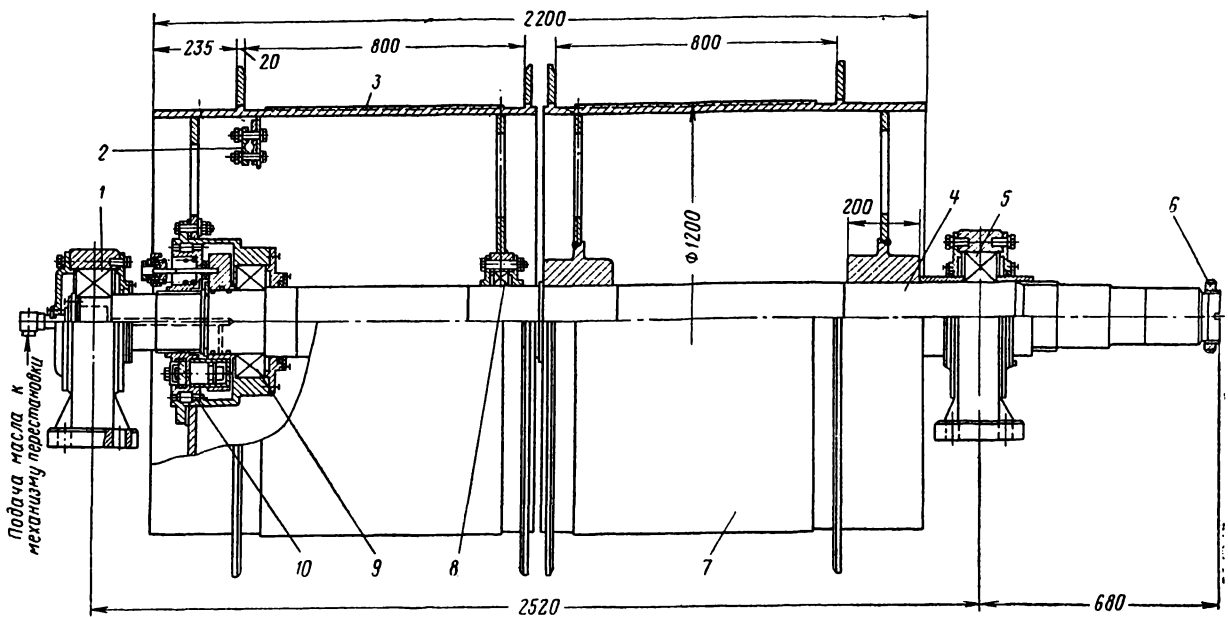


Рис. 4.5. Сборка главного вала машины 2Ц-1,2×0,8:

1 — подшипник роликовый сферический двухрядный № 3628 (140×300×102); 2 — жимки для закрепления конца подъемного каната; 3 — переставной барабан; 4 — коренной вал; 5 — подшипник роликовый сферический двухрядный № 3540 (200×360×98); 6 — гайка осевого крепления редуктора; 7 — заклиненный барабан; 8 — подшипник шариковый однорядный; 9 — подшипник роликовый сферический двухрядный; 10 — зубчатый механизм перестановки

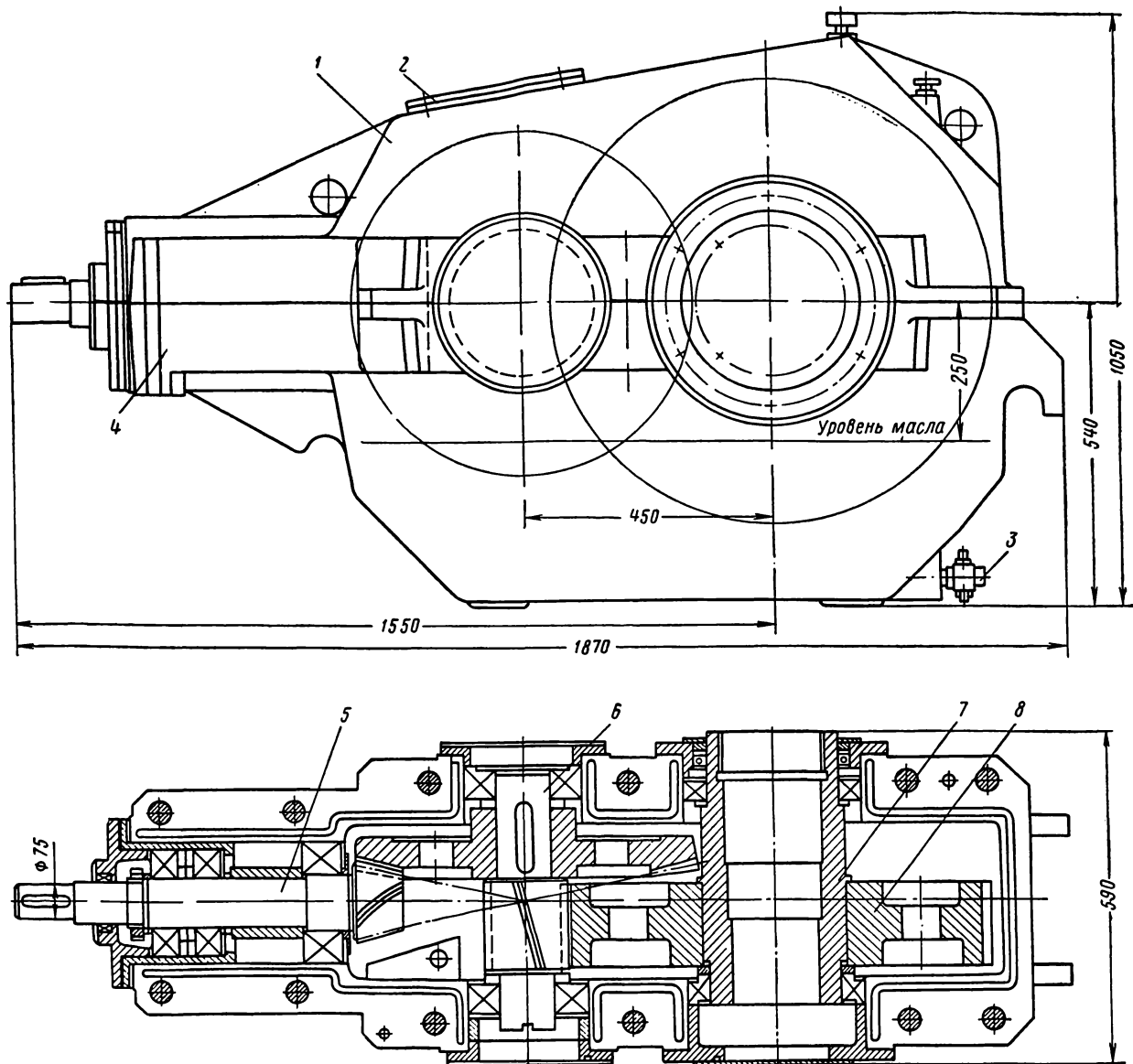


Рис. 4.6. Редуктор цилиндрикоконический двухступенчатый КЦП-450:

1 — крышка; 2 — люк; 3 — сливной кран; 4 — корпус; 5 — коническая вал-шестерня; 6 — промежуточный вал-шестерня с коническим колесом; 7 — полый вал с внутренними шлицами; 8 — тихоходное колесо с косыми зубьями

а переставной барабан опирается на вал через подшипники качения. Соединение переставного барабана с главным валом производится зубчатым механизмом перестановки, имеющим пружинно-гидравлический привод. Для навивки первого слоя каната на стальной оболочке барабана нарезаны желобки под канат диаметром 20 мм (шаг 22 мм) или под канат 22,5 мм (шаг 25 мм).

Редуктор подъемной машины (рис. 4.6) — цилиндрикоконический двухступенчатый КЦП-450

с передаточным числом 20 или 31,5 — рассчитан на работу с электродвигателем с частотой вращения ротора не более 1000 об/мин и мощностью не более 75 кВт.

На тихоходном валу редуктора выполнена расточка, в которую входит консоль главного вала машины. С противоположной стороны редуктор соединен с рамой шарнирной стойкой. На корпусе редуктора с обеих торцов промежуточного вала закреплены установки центробежных реле, защищающих подъемную машину от

превышения скорости. К торцу тихоходного вала присоединена коническая передача для вращения аппарата управления лебедкой АУЛ. С главным силовым электродвигателем редуктор соединен упругой пальцевой муфтой с резиновыми кольцами на пальцах; с аппаратом АУЛ соединение производится посредством муфт с шарниром Гука (карданный вал).

Машины снабжены двумя тормозами колодочного типа с шарнирной подвеской тормозной балки. Тормозные колодки из прессмассы 3-55-67 холодного прессования обеспечивают коэффициент трения в паре со стальным тормозным ободом не менее 0,3; удельное давление на тормозную колодку при полной нагрузке и тормозном моменте, равном трем статическим моментам вращения, составляет 4 кгс/см².

Пружинный гидравлический тормозной привод шарнирно соединен с замыкающим (треугольным) рычагом тормоза и с рамой машины. Поршень тормозного привода при полной нагрузке и зазоре между тормозным ободом и колодкой 1 мм имеет ход около 45 мм. Привод рассчитан на работу с наибольшим давлением масла 12 кгс/см².

Маслостанция, питающая тормозной привод маслом под давлением 12 кгс/см², — безаккумуляторного типа с двумя лопастными насосами (один — рабочий, другой — запасной). Управление тормозом при маневровом торможении осуществляется через электрогидравлический регулятор давления типа РДВГ, а предохранительное торможение — специальным золотниковым устройством типа УПТВ. Оба аппарата изготавливаются конотопским заводом «Красный металлист».

Включение и выключение механизма перестановки для двухбарабанной подъемной машины 2Ц-1,2×0,8 осуществляется поворотом крана, установленного на маслостанции, который сблокирован с тормозным приводом переставного барабана: при поворачивании крана для расцепления механизма перестановки одновременно происходит затормаживание переставного барабана.

Управление машиной производится с пульта, который не имеет механической связи с машиной и поэтому может устанавливаться в любом удобном месте. На пульте имеется электрический (сельсинный) указатель глубины, работающий от датчика, вмонтированного в аппарате АУЛ или АЗК.

Опытные образцы подъемных машин Ц-1,2×1 и 2Ц-1,2×0,8 изготовлены в 1974 г. До освоения серийного производства подъемных машин Ц-1,2×1 и 2Ц-1,2×0,8 будет продолжен выпуск подъемных лебедок БЛ-1200 и 2БЛ-1200.

Перечисленные подъемные машины поставляются заводом с полным комплектом электрооборудования для ручного, дистанционного или автоматического управления. Подъемные машины, устанавливаемые в подземных условиях угольных шахт во взрывоопасной среде, снабжаются комплектом электрооборудования в исполнении РВ.

Шахтные подъемные машины Ц-1,6×1,2 и 2Ц-1,6×0,8 с диаметром барабана 1,6 м

Шахтные подъемные однобарабанные Ц-1,6×1,2 и двухбарабанные 2Ц-1,6×0,8 машины предназначены для подъема и спуска людей и грузов по вертикальным и наклонным горным выработкам. Они применяются для оборудования подъемных установок, сооружаемых в подземных условиях и на поверхности. Машины могут работать во взрывоопасной среде угольных шахт, а также применяться для проходки шахтных стволов и других горных выработок. Использование указанных машин для наклонных подъемов с углом наклона менее 15° не рекомендуется, так как в этом случае практически невозможно обеспечить условия отсутствия набегания подъемного сосуда на канат при предохранительном торможении.

Машины рассчитаны на эксплуатацию в закрытых помещениях при температуре воздуха 5—35° С.

Основные параметры подъемных машин Ц-1,6×1,2 и 2Ц-1,6×0,8 не отличаются от параметров лебедок ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600; отличия состоят в компоновке и устройстве отдельных узлов.

Техническая характеристика шахтных подъемных машин Ц-1,6×1,2 и 2Ц-1,6×0,8 по ГОСТ 18114—72 приведена в табл. 4.2.

Шахтные подъемные машины Ц-1,6×0,8 и 2Ц-1,6×0,8 показаны соответственно на рис. 4.7 и 4.8. На рисунках показано правое исполнение машин (редуктор и двигатель находятся справа, если смотреть на машину со стороны тормозных приводов). Машины могут иметь и левое исполнение. Для этого необходимо сборку главного вала развернуть на 180° и установить привод машины слева.

Все узлы машин собраны на сварной раме. Положение их после заводской сборки, наладки и испытаний зафиксировано приварными упорами или штифтами. Монтаж машины для эксплуатации производится на железобетонном фундаменте, который рассчитывается на экстремную нагрузку от действия усилия, равного разрывному усилию подъемного каната. Крепление машины к фундаменту осуществляется

Таблица 4.2

Типоразмеры машин *	Барабан			Нагрузка		Диаметр каната, мм	Шаг нарезки на барабане, мм	Высота подъема **, м, при числе слоев навивки			Скорость движения каната, м/с	Передающее число редуктора	Электродвигатель			Масса машин с двигателем (без электрооборудования), кг
	диаметр, мм	ширина, мм	число	статическое натяжение каната, кгс	разность статических натяжений каната, кгс			1	2	3			мощность, кВт	частота вращения ротора, об/мин	обозначение типоразмера двигателя ***	
Ц-1,6×1,2А	1600	1200	1	4000	4000	18	20	220 (180)	520	820	2	30	125	720	АК103-8М МА36-61/8ф	15 200 16 300
Ц-1,6×1,2Б	1600	1200	1	4000	4000	22	24	190 (125)	440	690	3	20	125	720	АК103-8М МА36-61/8ф	15 200 16 300
Ц-1,6×1,2В	1600	1200	1	4000	4000	25	27	165 (100)	385	620	4	20	160	970	АК103-6М МА36-61/8ф	15 200 16 300
2Ц-1,6×0,8А	1600	800	2	4000	4000	18	20	140	340	540	2	30	125	720	АК103-8М МА36-61/8ф	17 500 18 600
2Ц-1,6×0,8Б	1600	800	2	4000	4000	22	24	110	270	435	3	20	125	720	АК103-8М МА36-61/8ф	17 500 18 600
2Ц-1,6×0,8В	1600	800	2	4000	4000	25	27	90	240	390	4	20	160	970	АК103-6М МА36-61/6ф	17 500 18 600

* При оформлении заказа на подъемную машину с комплектом взрывобезопасного электрооборудования к обозначению машины необходимо добавить индекс РВ и число, указывающее напряжение в 380 или 660 В, например Ц-1,6×1,2А-РВ-660.
 ** В скобках указана высота подъема для двухконцевого подъема при навивке каната в один слой.
 *** Для нормальной (невзрывоопасной) среды применяются двигатели серии АК, для взрывоопасной среды — серии МА (исполнение РВ).

специальными фундаментными болтами, поставляемыми в комплекте с машиной.

Основные узлы машины: сборка главного вала, редуктор, два исполнительных органа тормоза, два пружинных гидравлических тормозных привода, маслостанция для питания и управления тормозными приводами, рама машины.

По компоновке машины разделяются на две части, каждую из которых объединяет одна общая рама: коренная часть и привод машины.

Узлы коренной части — сборка главного вала, два тормоза, два тормозных привода и безаккумуляторная маслостанция — установлены на раме, которая разбирается на четыре части. На раме привода, имеющей неразборную сварную конструкцию, установлены редуктор, электродвигатель и аппарат управления АУЛ. При монтаже привод необходимо выставить так, чтобы выполнить все требования, относящиеся к центровке тихоходного вала редуктора и главного вала машины, соединяющихся между собой зубчатой муфтой.

Сборки главных валов подъемных машин 2Ц-1,6×0,8 и Ц-1,6×1,2 показаны соответственно на рис. 4.9 и 4.10.

Главный (коренной) вал машины опирается на двухрядные роликовые сферические подшипники качения, смазка которых осуществляется консистентным тугоплавким маслом. Вращение главному валу передается от редуктора через зубчатую муфту. Неразъемные барабаны сварной конструкции имеют обечайку, вальцованную из стального листа и реборды, прикрепленных к ней болтами. Правая лобовина заклиненного барабана соединяется со ступицей, посаженной на главный вал по горячей посадке, левая лобовина заклиненного барабана — со ступицей, опирающейся на вал через подшипник или бронзовую втулку. Опоры переставного барабана на главном валу служат два подшипника качения. Вращение переставному барабану передается через встроенный в его левую лобовину зубчатый механизм перестановки. Механизм перестановки имеет пружинно-гидравлический привод: расцепление выполняется действием гидравлических цилиндров, а сцепление — нажатием пружин.

Для навивки первого слоя каната на стальной оболочке барабанов нарезаны желобки под канат диаметром 18, 22 или 24 мм (шаг нарезки соответственно 20, 24 или 27 мм).

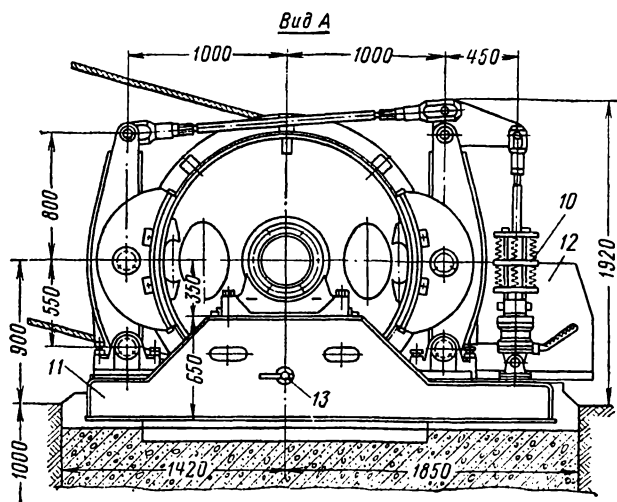
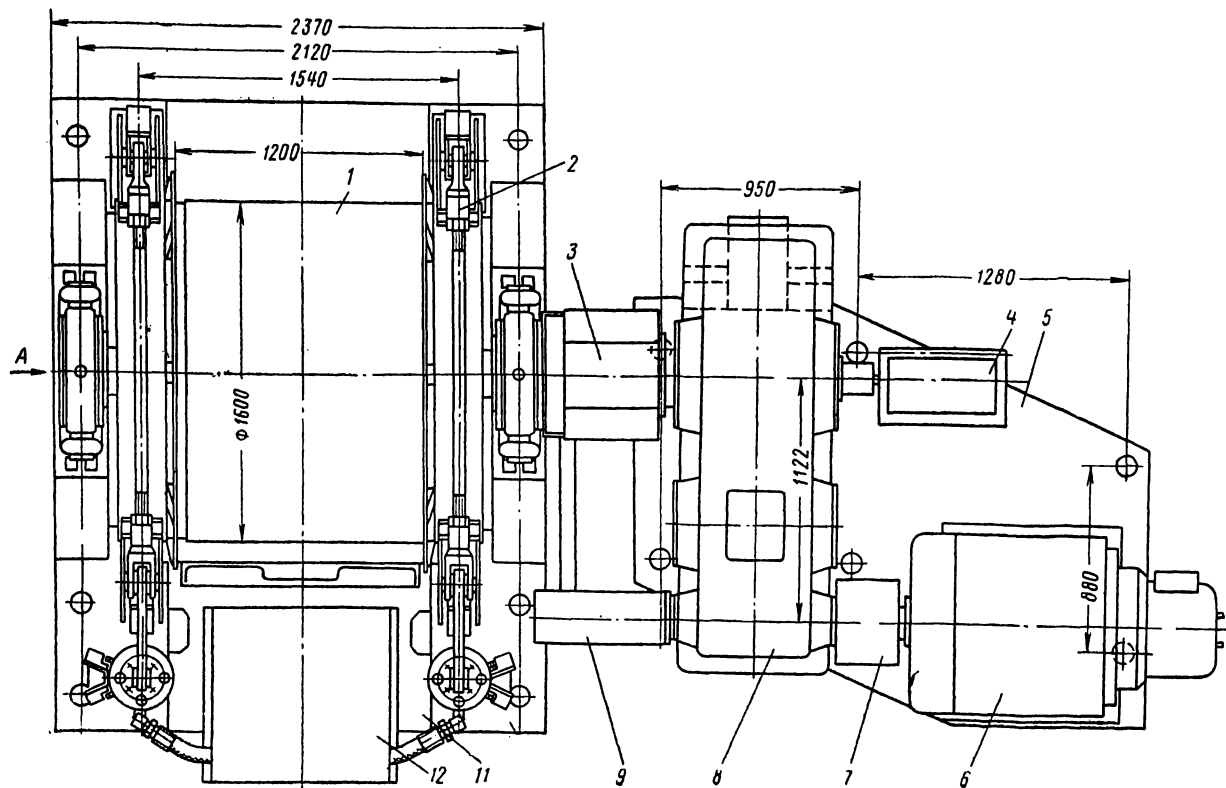


Рис. 4.7. Шахтная подъемная машина Ц-1,6×1,2:

1 — барабан; 2 — исполнительный орган тормоза; 3 — зубчатая муфта; 4 — аппарат АУЛ; 5 — рама привода машины; 6 — электродвигатель; 7 — пальцевая муфта; 8 — редуктор; 9 — установка центробежных реле скорости вращения; 10 — тормозной привод; 11 — рама машины; 12 — безаккумуляторная масляная станция; 13 — стопор

Привод подъемных машин (рис. 4.11) выполнен в виде отдельного узла, все элементы которого смонтированы на цельносварной специальной раме. В этот узел входят редуктор, электродвигатель и аппарат управления АУЛ (взрывобезопасное исполнение) или аппарат задания и контроля скорости АЗК (нормальное исполнение).

Редуктор подъемной машины — двухступенчатый цилиндрический РЦД-1150 с эвольвентным зацеплением — имеет передаточное число 20 или 31,5 и рассчитан на работу с электродвигателем мощностью не более 160 кВт и частотой вращения вала не более 1000 об/мин.

На корпусе редуктора установлены два центробежных реле скорости вращения моторного

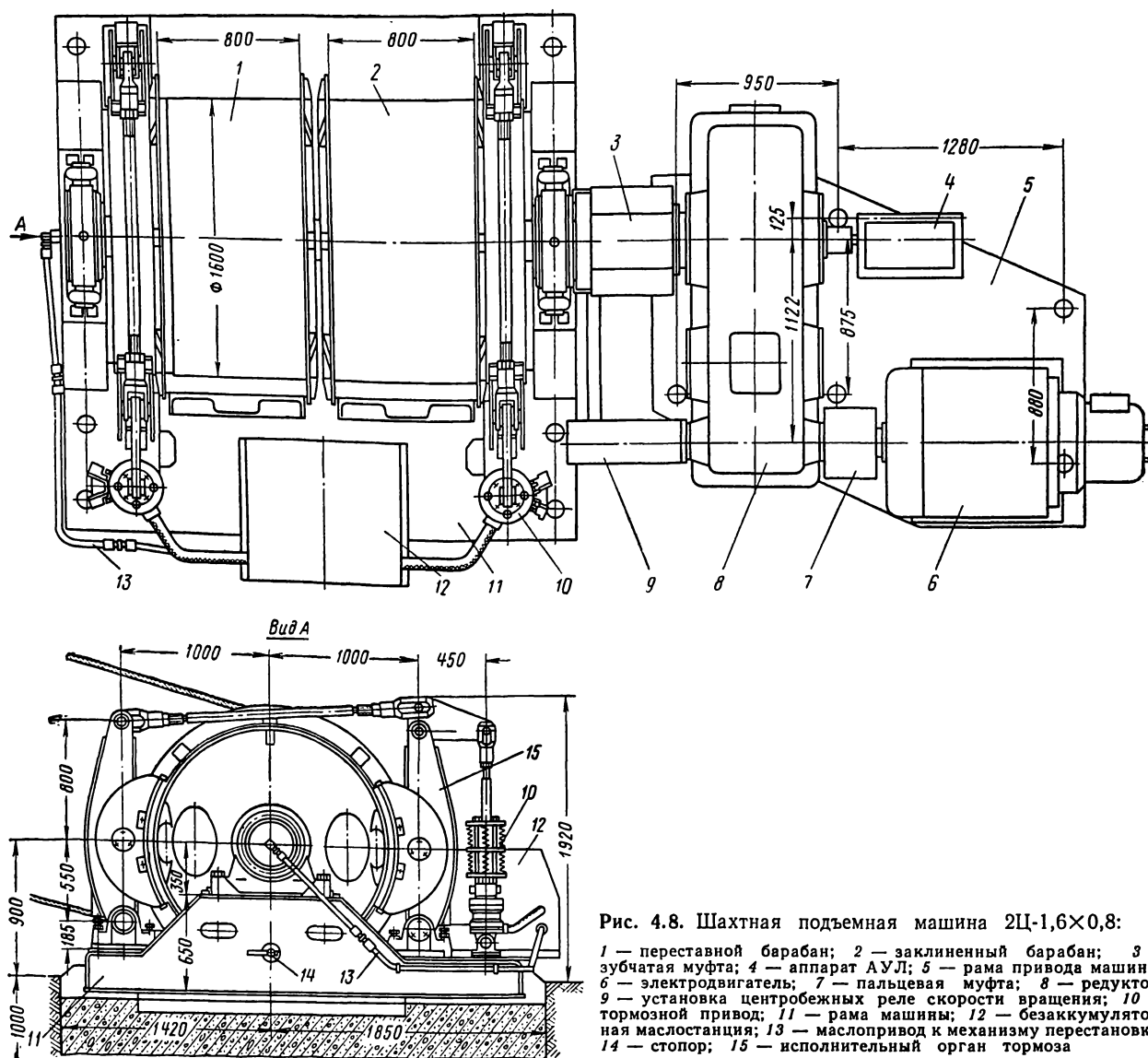


Рис. 4.8. Шахтная подъемная машина 2Ц-1,6×0,8:

1 — переставной барабан; 2 — заклиненный барабан; 3 — зубчатая муфта; 4 — аппарат АУЛ; 5 — рама привода машины; 6 — электродвигатель; 7 — пальцевая муфта; 8 — редуктор; 9 — установка центробежных реле скорости вращения; 10 — тормозной привод; 11 — рама машины; 12 — безаккумуляторная маслостанция; 13 — маслопривод к механизму перестановки; 14 — стопор; 15 — исполнительный орган тормоза

вала, одно из которых включает предохранительное торможение подъемной машины при превышении максимальной скорости, другое — при превышении скорости подхода подъемного сосуда к приемной площадке. Центробежные реле приводятся во вращение непосредственно от моторного вала редуктора. Для подъемных машин с комплектом электрооборудования нормального исполнения вместо центробежных реле могут устанавливаться тахогенераторы.

Аппарат АУЛ или АЗК соединены с тихоходным валом редуктора карданным валом.

Машины снабжены двумя тормозами колодочного типа с шарнирной подвеской тормозной балки. Тормозные колодки из прессмассы

3-55-67 холодного прессования обеспечивают коэффициенты трения в паре со стальным тормозным ободом не менее 0,3; удельное давление на тормозную колодку при полной нагрузке и тормозном моменте, равном трем статическим моментам вращения, составляет 4 кгс/см².

Пружинный гидравлический тормозной привод шарнирно соединен с замыкающим треугольным рычагом и рамой машины. Поршень тормозного привода при полной нагрузке и зазоре между тормозным ободом и колодкой 1 мм имеет ход около 45 мм. Тормозной привод рассчитан на работу с наибольшим давлением масла 12 кгс/см².

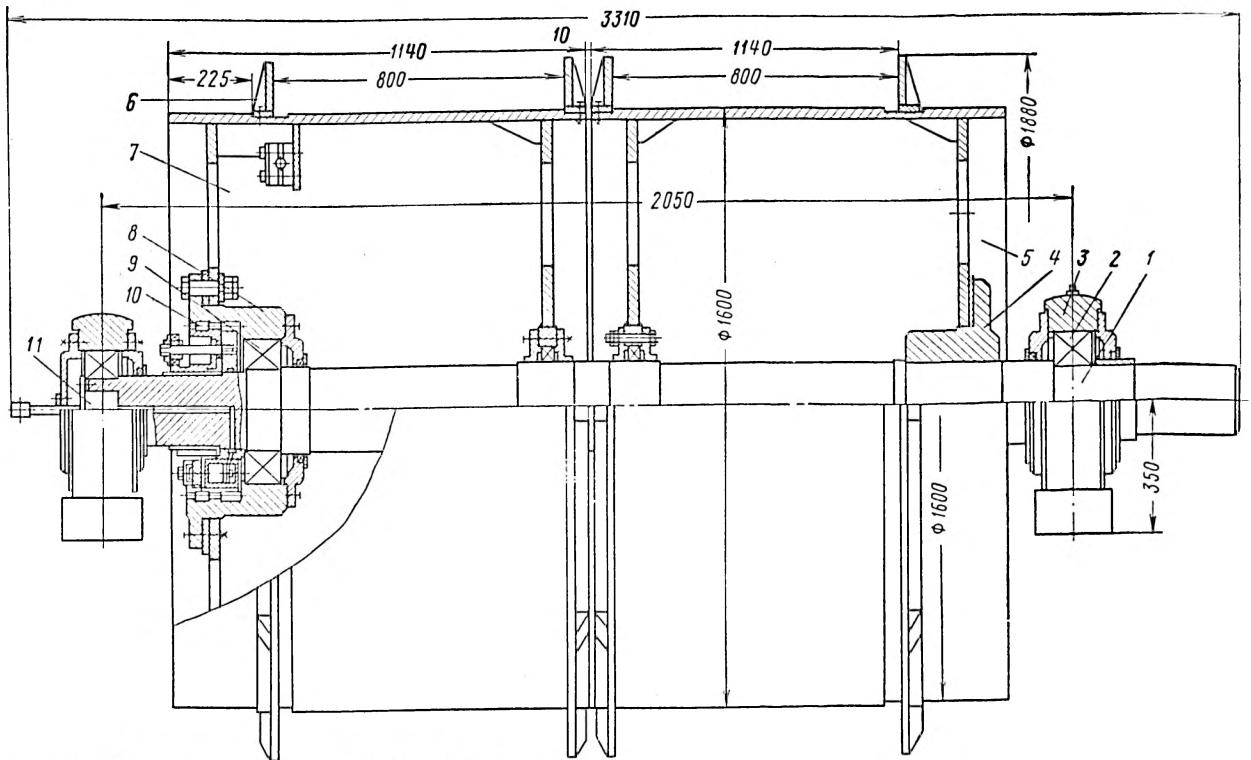


Рис. 4.9. Сборка главного вала машины 2Ц-1,6×0,8:

1 — коренной вал; 2 — подшипник роликовый сферический двухрядный; 3 — корпус подшипника; 4 — ступица заклиненного барабана; 5 — заклиненный барабан; 6 — ребра; 7 — переставной барабан; 8 — ступица переставного барабана; 9 — подшипник роликовый сферический двухрядный; 10 — зубчатый механизм перестановки; 11 — устройство для подвода масла к цилиндрам механизма перестановки

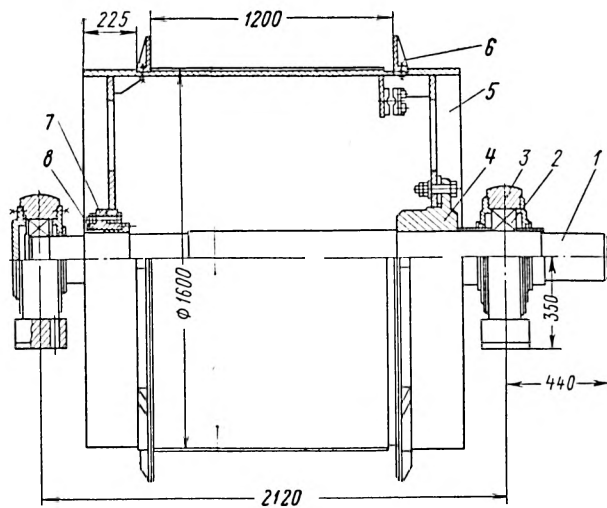
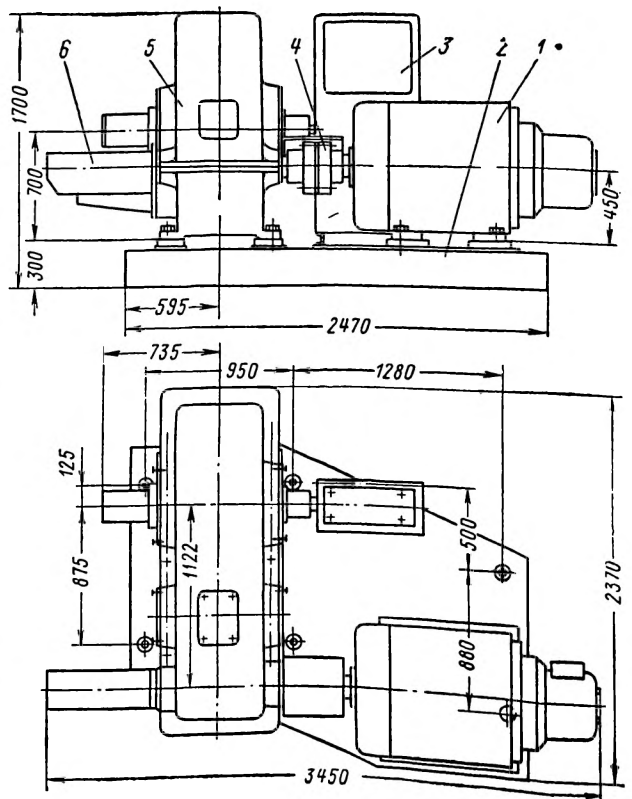


Рис. 4.10. Сборка главного вала машины Ц-1,6×1,2:

1 — коренной вал; 2 — подшипник роликовый сферический двухрядный; 3 — корпус подшипника; 4 — заклиненная ступица барабана; 5 — барабан; 6 — ребра; 7 — свободная ступица барабана; 8 — втулка бронзовая

Рис. 4.11. Привод машин Ц-1,6×1,2 и 2Ц-1,6×0,8:

1 — электродвигатель; 2 — рама; 3 — аппарат управления АУЛ; 4 — пальцевая муфта; 5 — редуктор РЦД-1150; 6 — установка центробежных реле скорости вращения моторного вала



Маслостанция, питающая тормозной привод маслом под давлением 12 кгс/см^2 , — безаккумуляторного типа с двумя лопастными насосами (один — рабочий, другой — резервный).

Управление тормозом при регулируемом маневровом торможении осуществляется рукояткой тормоза, имеющейся на пульте управления. Рукоятка электрически связана с электрогидравлическим регулятором давления типа РДВГ, установленным на маслостанции. Предохранительное торможение осуществляется специальным золотниковым устройством типа УПТВ, которое также установлено в маслостанции. Оба аппарата изготавливаются конотопским заводом «Красный металлист».

Включение и выключение механизма перестановки для двухбарабанной подъемной машины $2Ц-1,6 \times 0,8$ осуществляется поворотом крана, установленного на маслостанции. Кран заблокирован с тормозным приводом переставного барабана: при поворачивании крана для расцепления механизма перестановки одновременно происходит затормаживание переставного барабана.

Управление машиной производится с пульта управления, который не имеет механической связи с подъемной машиной и может устанавливаться в любом удобном месте. На пульте имеется электрический (сельсинный) указатель глубины, работающий от датчика, вмонтированного в аппараты АУЛ и АЗК.

Серийное производство машин $Ц-1,6 \times 1,2$ и $2Ц-1,6 \times 0,8$ начато в 1974 г. взамен ранее изготовлявшихся шахтных подъемных грузоподъемных лебедок соответственно ЛГЛ-1600 и 2ЛГЛ-1600.

Шахтные подъемные машины $Ц-2 \times 1,5$ и $2Ц-2 \times 1,1$ с диаметром барабана 2 м

Шахтные подъемные машины однобарабанные $Ц-2 \times 1,5$ и двухбарабанные $2Ц-2 \times 1,1$ предназначены для подъема и спуска людей и грузов по вертикальным и наклонным горным выработкам. Машины применяются для оборудования подъемных установок, сооружаемых в подземных условиях и на поверхности. Машины могут работать во взрывоопасной среде угольных шахт, а также применяться для проходки шахтных стволов и других горных выработок.

Применение машин для подъемов с углом наклона менее 15° не рекомендуется, так как в этом случае не исключается набегание сосуда на канат при предохранительном торможении.

Машины рассчитаны на эксплуатацию в закрытых помещениях при температуре воздуха $5-35^\circ \text{С}$.

Техническая характеристика подъемных машин $Ц-2 \times 1,5$ и $2Ц-2 \times 1,1$ приведена в табл. 4.3, а навивочные характеристики их барабанов — в табл. 4.4.

Машины $2Ц-2 \times 1,1$ и $Ц-2 \times 1,5$ показаны соответственно на рис. 4.12 и 4.13.

Все основные узлы машин собраны на сварной раме коренной части и на раме привода машины. Положение узлов на раме после заводской сборки и наладки фиксируется штифтами или приварными упорами. Монтаж машины производится на железобетонном фундаменте, который должен быть рассчитан на экстренную нагрузку, равную разрывному усилию подъемного каната. Крепление машины к фундаменту осуществляется специальными фундаментными болтами, поставляемыми в комплекте с машиной.

Основные узлы, из которых состоит машина (см. рис. 4.12, 4.13): сборка главного вала, редуктор, два исполнительных органа тормоза, два тормозных привода, гидравлическая панель управления тормозом, безаккумуляторная маслостанция, рама коренной части и рама привода машины. В отличие от подъемных машин с диаметром барабанов 1,2 и 1,6 м на этих машинах решено осуществить разделение маслостанции от аппарата управления тормозными приводами. Маслостанция будет расположена в удобном месте. При этом следует выполнять условия установки ее по высоте, показанные на рис. 4.12.

Сборки главных валов подъемных машин $Ц-2 \times 1,5$ и $2Ц-2 \times 1,1$ показаны соответственно на рис. 4.14 и 4.15.

Главный (коренной) вал машины опирается на два двухрядных роликовых сферических подшипника, установленные в чугунных неразъемных корпусах, которые крепятся болтами к раме машины. Смазка подшипников густая тугоплавкая типа УТВ 1-13. Вращение главному валу передается от редуктора через зубчатую муфту. Барабаны — сварной конструкции с разъемом на две половинки по диаметральной плоскости. Плоскость разъема имеет механическую обработку. Половинки барабана соединяются между собой пассованными болтами. Правая лобовина заклиненного барабана соединяется пассованными болтами со ступицей, посаженной на главный вал по горячей посадке, левая лобовина заклиненного барабана — со ступицей, опирающейся на вал через подшипник качения или бронзовую втулку.

Переставной барабан опирается на главный вал через два роликовых двухрядных подшипника качения. Вращение переставному барабану передается от главного вала через редуктор.

Таблица 4.3

Типоразмеры машина *	Барабан			Нагрузка		Скорость движения каната, м/с	Переда- точное число редукто- ра	Электродвига- тель ***		Масса машины без элект- родвига- теля, кг
	диаметр, мм	ширина, мм		статиче- ское на- тяжение каната, кгс	разность статиче- ских на- тяжений каната, кгс			мощ- ность, кВт	частота враще- ния ро- тора, об/мин	
Ц-2×1,5А	2 000	1 500	1	6 300	6 300	2,5	30	160	740	26 800
Ц-2×1,5Б	2 000	1 500	1	6 300	6 300	3,8	20	160	740	26 750
Ц-2×1,5В	2 000	1 500	1	6 300	6 300	3,8	20	250	740	26 600
Ц-2×1,5Г	2 000	1 500	1	6 300	6 300	5,0	20	250 320 **	980	26 600
2Ц-2×1,1А	2 000	1 100	2	6 300	6 300	2,5	30	160	740	32 700
2Ц-2×1,1Б	2 000	1 100	2	6 300	6 300	3,8	20	160	740	32 500
2Ц-2×1,1В	2 000	1 100	2	6 300	6 300	3,8	20	250	740	32 500
2Ц-2×1,1Г	2 000	1 100	2	6 300	6 300	5,0	20	250 320 **	980	32 500

* При оформлении заказа на подъемную машину к обозначению машины добавляется величина шага нарезки обечайки барабана (см. табл. 4.4), для комплекта взрывобезопасного исполнения электрооборудования — индекс РВ, в конце обозначения указывается напряжение для электродвигателя, например Ц-2×1,5А-28-РВ-380. Для машин, имеющих левое исполнение, добавляется после величины напряжения «лев».

** Электродвигатели мощностью 320 кВт — только для нормального исполнения.

*** Все электродвигатели исполнения РВ имеют напряжение 380 или 660 В, нормального исполнения при мощности 160 кВт — 380 В, при мощности 250 и 320 кВт — 6000 В.

Таблица 4.4

Диаметр под- ъемного каната, мм	Шаг нарезки кана- вок на барабане, мм	Машина Ц-2×1,5			Машина 2Ц-2×1,1		
		Высота подъема, м, при числе слоев навивки					
		1	2	3	1	2	3
До 22,5	25	310/236 *	692	1080	210	488	770
Свыше 22,5 до 25,5	28	270/196	610	960	180	430	680
Свыше 25,5 до 28	30	248/174	567	895	165	395	635
Свыше 28 до 30,5	32	230/155	528	836	150	370	590

* В знаменателе дана высота подъема для однобарабанной машины при двухконцевом подъеме.

равлический привод: расцепление происходит от действия гидравлических цилиндров, а сцепление — от нажатия пружин.

Для навивки первого слоя каната на стальной оболочке барабанов нарезаны желобки под канат, шаг нарезки — 25, 28, 30 или 32 мм (для канатов диаметром от 22 до 30 мм).

Привод подъемных машин выполнен в виде отдельного узла (см. рис. 4.12), смонтированного на сварной раме. В этот узел входят редуктор, электродвигатель и соединительная муфта.

Редуктор подъемной машины — трехступенчатый цилиндрикоконический КЦТН-710 с передаточным числом 20 или 30 — рассчитан на работу с электродвигателем мощностью не более 320 кВт при частоте вращения вала не более 1000 об/мин. Редуктор имеет две цилиндрические ступени и одну — коническую с круговым зубом. Смазка редуктора — окупанием и разбрызгиванием.

На корпусе редуктора закреплены установки тахогенератора и центробежного реле скорости вращения.

Электродвигатель соединен с моторным валом редуктора пальцевой муфтой.

бану передается через зубчатый механизм перестановки, встроенный в его левую лобовину. Механизм перестановки имеет пружинно-гид-

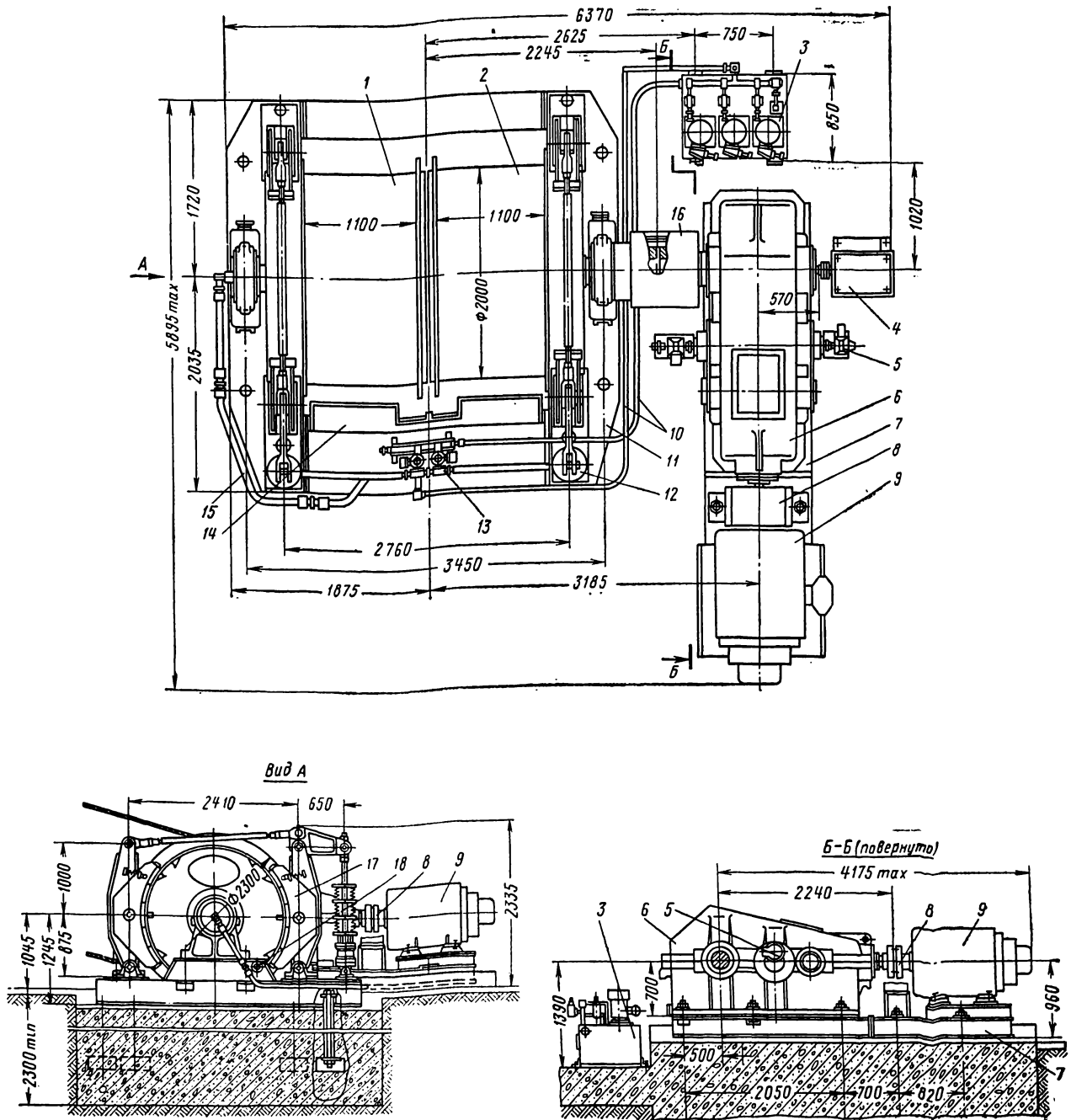


Рис. 4.12. Шахтная подъемная машина 2Ц-2x1,1:

1 — переставной барабан; 2 — заклиненный барабан; 3 — безаккумуляторная маслостанция тормозного привода; 4 — аппарат АУЛ или АЗК; 5 — центробежное реле скорости; 6 — редуктор КЦТ-710; 7 — рама привода; 8 — пальцевая муфта; 9 — электродвигатель; 10 — маслопроводы; 11 — рама; 12 — тормозной привод; 13 — панель управления тормозом; 14 — щиток барабана; 15 — маслопровод механизма перестановки; 16 — зубчатая муфта; 17 — тормоз; 18 — стопор

Аппарат АУЛ или АЗК соединен с тихоходным валом редуктора карданным валом. Аппараты крепятся к фундаменту на переходной подставке.

Машины снабжены двумя тормозами колодочного типа с шарнирной подвеской тормозной балки. Тормозные колодки из прессмассы 3-55-67 холодного прессования обеспечивают

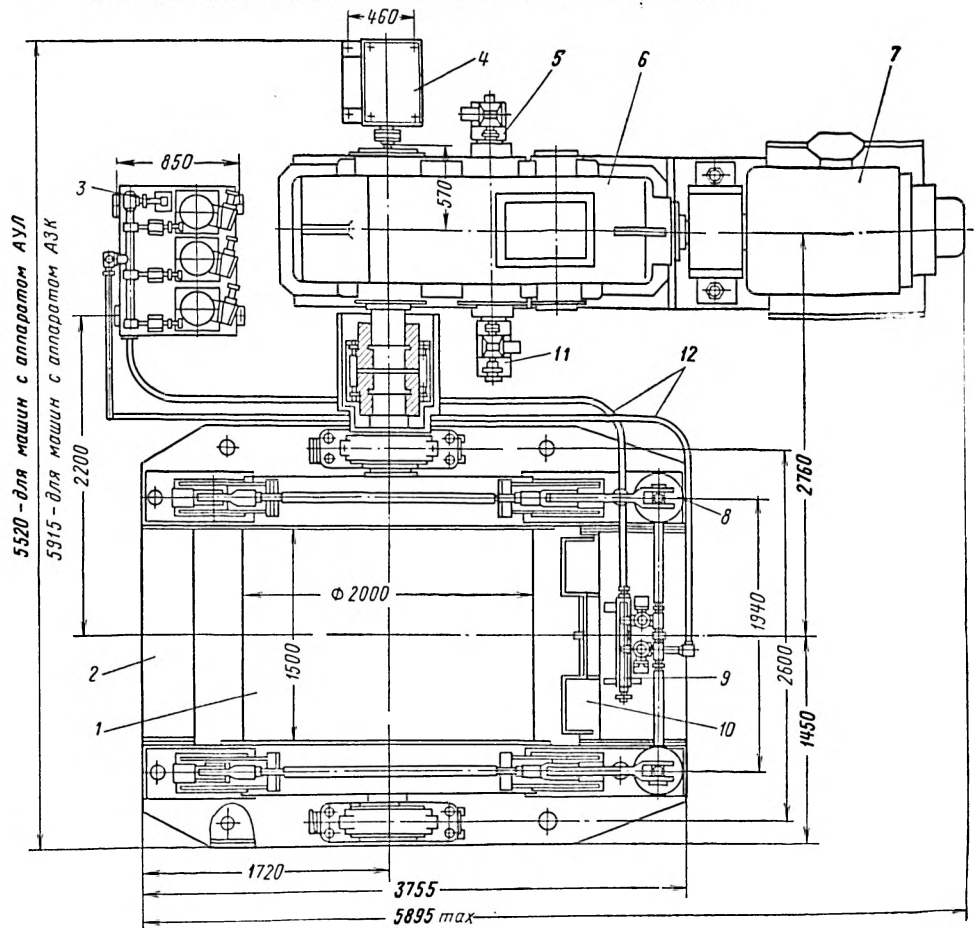
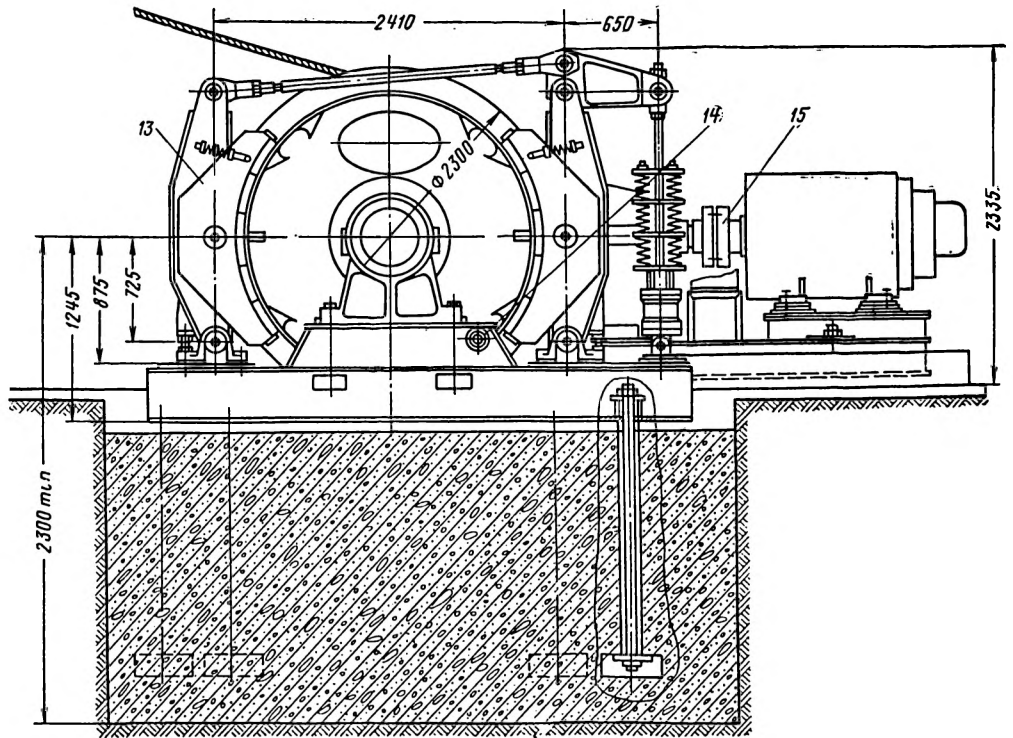


Рис. 4.13. Шахтная подъемная машина Ц-2×1,5:

- 1 — барабан; 2 — рама;
 3 — безаккумуляторная
 маслостанция; 4 — аппарат
 управления типа
 АУЛ или АЗК; 5 — центробежное реле контроля
 скорости вращения; 6 —
 цилиндрикоконический редуктор
 типа КЦТН-70; 7 —
 электродвигатель; 8 —
 тормозной привод; 9 —
 гидравлическая панель
 управления приводом
 тормоза; 10 — щиток
 барабана; 11 — установка
 тахогенератора; 12 —
 маслопроводы; 13 —
 исполнительный орган
 тормоза; 14 — стопор;
 15 — пальцевая муфта

5120 — для машин с аппаратом АУЛ
 5915 — для машин с аппаратом АЗК

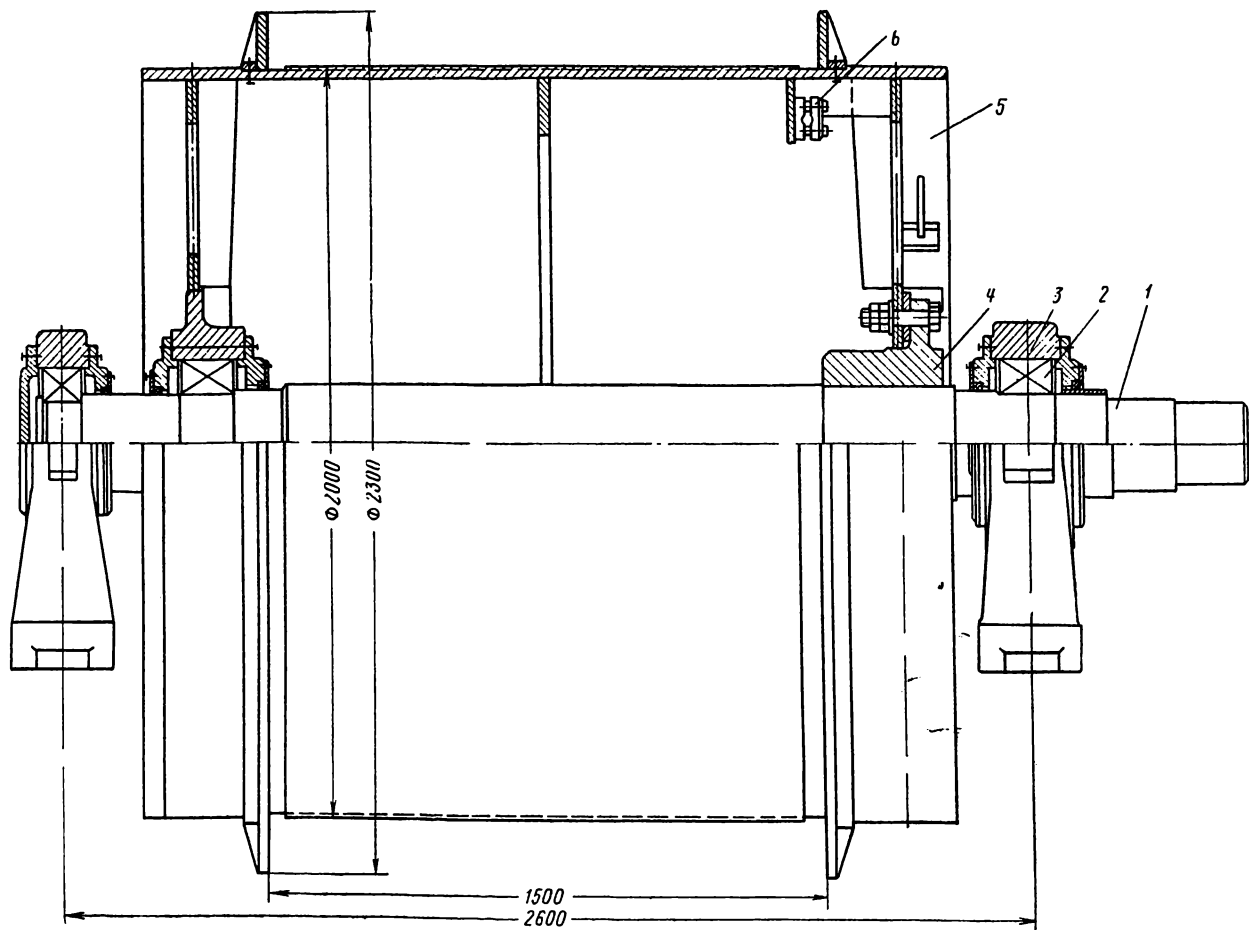


Рис. 4.14. Сборка главного вала машины Ц-2×1,5:

1 — главный вал; 2 — подшипник двухрядный роликовый сферический; 3 — корпус подшипника; 4 — заклиненная ступица; 5 — барабан; 6 — узел крепления конца каната

коэффициент трения в паре со стальным тормозным ободом 0,3.

Пружинный гидравлический тормозной привод шарнирно соединен с замыкающим треугольным рычагом и рамой машины. Тормозной привод рассчитан на работу при давлении масла до 12 кгс/см².

Маслостанция — безаккумуляторного типа с тремя лопастными насосами производительностью по 35 л/мин каждый. Три насоса работают одновременно только в процессе манежного торможения, при равномерном ходе машины работает один насос.

Гидравлическую панель управления тормозом предполагается выполнить в виде отдельного узла, расположенного на раме машины. В панель входят регулятор давления РДВГ для манежного регулируемого торможения и

золотниковое устройство УПТВ для предохранительного торможения. Оба аппарата изготовляются конотопским заводом «Красный металл».

Управление машиной производится с пульта управления, который не имеет механической связи с подъемной машиной и может устанавливаться в любом удобном месте. На пульте имеется электрический (сельсинный) указатель глубины, работающий от датчика, установленного в аппарате АЗК или АУЛ.

Серийное производство машин Ц-2×1,5 и 2Ц-2×1,1 начато со второго полугодия 1974 г. Опытные образцы машин, изготовленные в 1970—1971 гг., имели обозначение 1×2×1,5 (Ц-2×1,5) и 2×2×1,1 (2Ц-2×1,1). С освоением новых машин сняты с производства машины БМ-2000-3А и 2БМ-2000-3А.

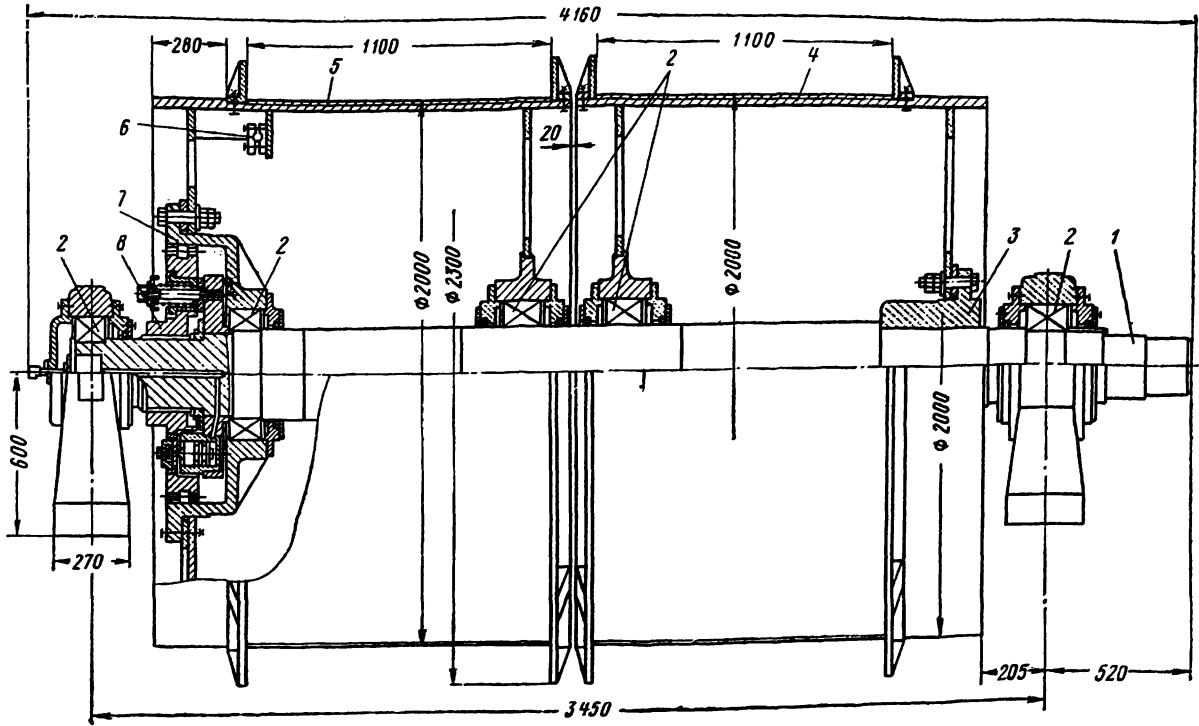


Рис. 4.15. Сборка главного вала машины 2Ц-2x1,1:

1 — главный вал; 2 — подшипник двухрядный роликовый сферический; 3 — ступица заклиненного барабана; 4 — заклиненный барабан; 5 — переставной барабан; 6 — узел крепления конца каната; 7 — ступица переставного барабана; 8 — зубчатый механизм перестановки

Шахтные подъемные машины 1x2,5x2 и 2x2,5x1,2 с диаметром барабана 2,5 м

Шахтные подъемные машины однобарабанные 1x2,5x2 и двухбарабанные 2x2,5x1,2 предназначены для подъема и спуска людей и грузов по вертикальным и наклонным горным выработкам. Применяются эти машины для оборудования подъемных установок, сооружаемых в подземных условиях и на поверхности.

Машины могут работать во взрывоопасной среде угольных шахт и быть применены для проходки шахтных стволов и других горных выработок.

Устанавливать машины необходимо в закрытом помещении при температуре воздуха 5—40° С.

Изготовление указанных машин производится в соответствии с техническими условиями ТУ 24-8-626-72 взамен снятых с производства машин БМ-2500 и 2БМ-2500.

Для заказа машин необходимо заполнить анкету по форме завода-изготовителя. Обозначение машины, например 2x2,5x1,2, расшифровывается следующим образом: 2 — число

барабанов; 2,5 — диаметр барабана, м; 1,2 — ширина барабана, м.

Устройство и компоновка машин отличаются от предыдущих образцов компактностью, применением новых современных устройств управления и защиты, удобством монтажа и обслуживания, а также повышенной долговечностью.

Техническая характеристика шахтных подъемных машин

	1x2,5x2	2x2,5x1,2
Барабан:		
число	1	2
диаметр, мм	2600	
ширина, мм	2000	1200
Статическое натяжение каната, кгс, не более	6500/7500	7500
Разность статических натяжений канатов, кгс, не более	6500/6000	4500
Диаметр каната, мм, не более		32
Число слоев намотки каната на барабане, не более		3
Скорость движения каната, м/с: при $i = 30$, $n = 580$; 740 об/мин		2,7; 3,3

Таблица 4.5

Диаметр каната, мм	Шаг нарезки канавок на барабане, мм	Машина 1×2,5×2			Машина 2×2,5×1,2		
		Высота подъема *, м, при числе слоев навивки					
		1	2	3	1	2	3
17—19	22,4	650/620 **	1380	2120	360	790	1230
19—21	24,0	600/575	1280	1970	330	735	1145
21—24	26,0	550/520	1170	1810	300	670	1050
24—26	28,0	500/480	1090	1680	270	615	965
26—29	31,0	450/420	1020	1550	240	550	870
30—32	34,0	400/375	880	1380	210	495	785

* Высота подъема определена с учетом расположенных на барабане пяти витков трения и 30 м каната для его испытания.
** В знаменателе приведена высота подъема для двухконцевого подъема с учетом применения бобин внутри барабана для укладки 30 м каната на испытания.

при $i = 20$, $n = 580$; 740 об/мин 4; 5

при $i = 11,5$ $n = 480$;
580, 740 об/мин 5,7; 6,9; 8,6

Наибольшая мощность электродвигателя, кВт:

нормального исполнения 650

взрывобезопасного исполнения 250

Масса машины без электродвигателя, кг, не более 40 000 50 000

Навивочные характеристики барабана даны в табл. 4.5.

Все машины могут иметь правое или левое исполнение. У машин правого исполнения редуктор расположен справа, если смотреть на машину со стороны тормозных приводов.

Шахтные подъемные машины 1×2,5×2 и 2×2,5×1,2 показаны соответственно на рис. 4.16 и 4.17.

Основные узлы, из которых состоят машины: сборка главного вала, редуктор, два исполнительных органа тормоза, два тормозных привода, панель управления тормозным приводом, установка компрессора с воздухооборником.

Установленная на разборной сварной раме сборка главного вала с тормозами, тормозными приводами и панелью тормоза представляет коренную часть машины. Плоская сварная рама существенно облегчает монтаж, упрощает конфигурацию и уменьшает объем фундамента.

Узлы, закрепленные на раме, после заводской наладки фиксируются штифтами или приварными упорами.

Однобарабанная подъемная машина отличается от двухбарабанной только конструкцией сборки главного вала. Остальные узлы унифицированы, а большинство из них взаимозаменяемы.

На рис. 4.18 показана сборка главного вала однобарабанной машины 1×2,5×2, а на рис. 4.19 — двухбарабанной машины 2×2,5×1,2.

Лобовины барабанов — литые, чугунные, разъемные из двух половин. К лобовинам на болтах закреплены обечайки сварной конструкции, также состоящие из двух половин. Разъем обечаяк имеет механическую обработку и отверстия для соединения половинок между собой. На обечайках нарезаны желобки для укладки первого слоя каната. Шаг нарезки обечаяк выполняется на основании анкеты на заказ машины.

Однобарабанные машины для двухконцевого подъема снабжаются двумя бобинами для намотки резервной длины каната 30 м. Привод бобин — электрический.

Главный вал — двухпорный на роликовых двухрядных подшипниках качения.

Двухбарабанная подъемная машина имеет правый заклиненный и левый переставной барабаны. Переставной барабан опирается на вал через подшипники качения и имеет зубчатый механизм перестановки, встроенный в левую лобовину. Механизм перестановки снабжен пружинным пневматическим приводом. Воздух к цилиндрам механизма перестановки подается через осевое сверление, выполненное на левом торце вала.

Вращение главному валу передается от редуктора через зубчатую муфту. Редуктор ЦДН-130 — двухступенчатый, цилиндрический, с зацеплением Новикова — имеет передаточное число 11,5; 20 или 30. Наибольшая частота вращения моторного вала при передаточном числе 11,5 — 750 об/мин, при 20 и 30 — 1000 об/мин.

На корпусе редуктора закреплены установки тахогенераторов и центробежных реле скорости, к торцу тихоходного вала редуктора присоединен через специальную передачу с карданными валами аппарат АЗК. С валом электродвигателя редуктор соединяется зубчатой муфтой.

Тормозное устройство машин состоит из двух исполнительных органов колодочного типа с шарнирной подвеской тормозной балки, двух пневматических пружинных грузовых или пру-

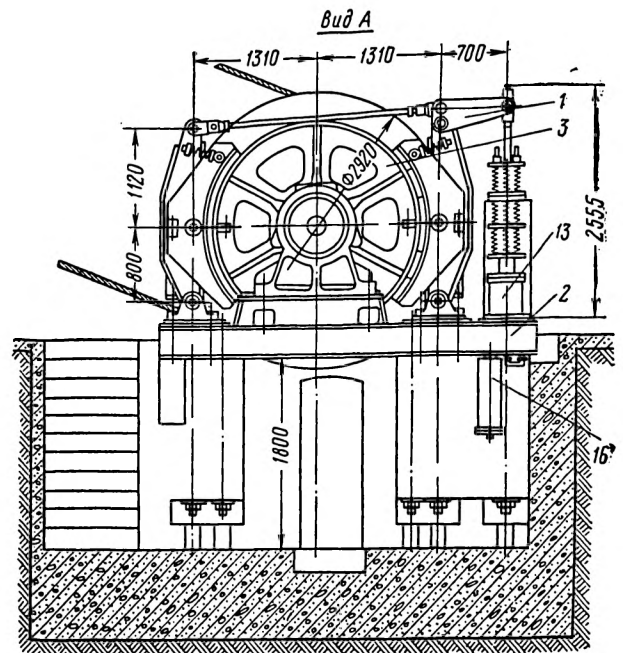
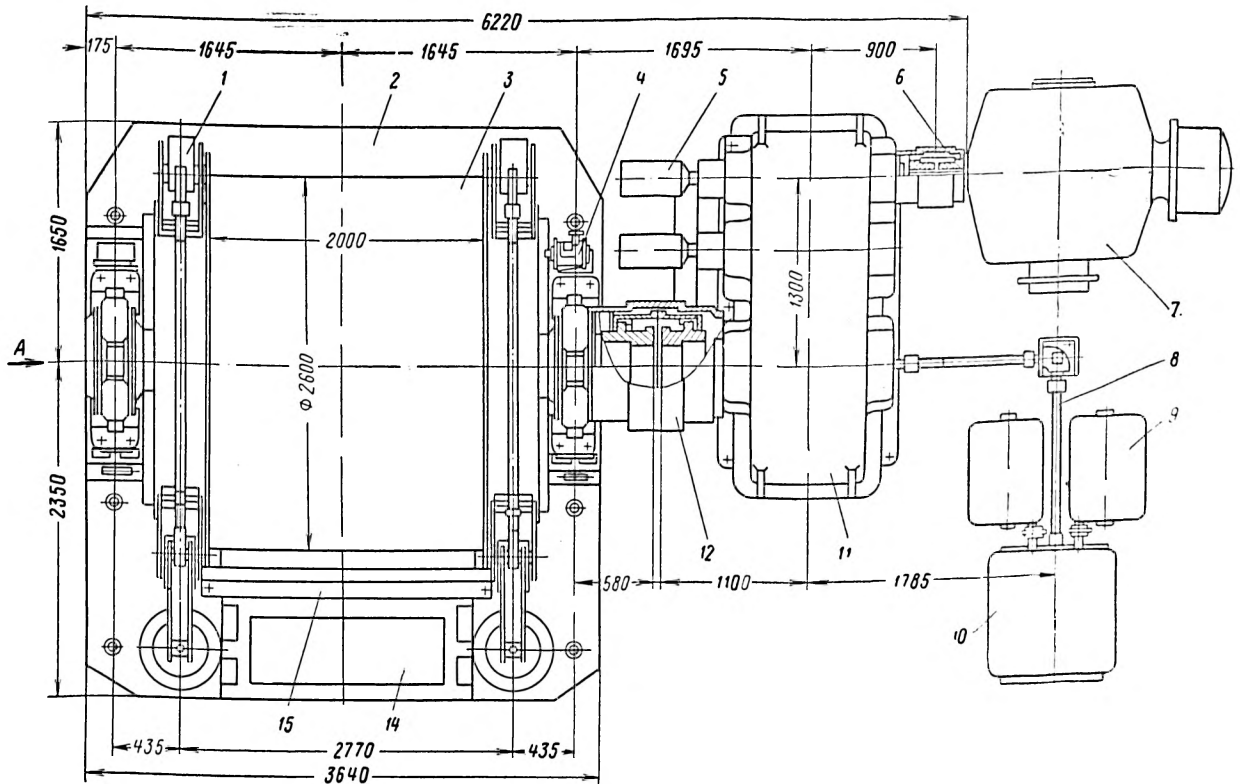


Рис. 4.16. Шахтная подъемная машина 1×2,5×2:

1 — тормоз; 2 — рама; 3 — барабан; 4 — стопор; 5 — тахогенератор; 6 — зубчатая быстроходная муфта; 7 — электродвигатель; 8 — привод АЗК; 9 — программный аппарат; 10 — аппарат АЗК; 11 — редуктор ЦДН-130; 12 — зубчатая тихоходная муфта; 13 — тормозной привод; 14 — панель тормоза; 15 — щиток барабана; 16 — глушитель выпуска воздуха

жинных тормозных приводов, панели управления тормозными приводами и установки компрессора с воздухосборником для питания тормозных приводов сжатым воздухом.

Тормоза имеют прессмассовые тормозные колодки из прессмассы 3-55-67 холодного прессования, обеспечивающей коэффициент трения в паре с чугунными тормозными полями 0,3.

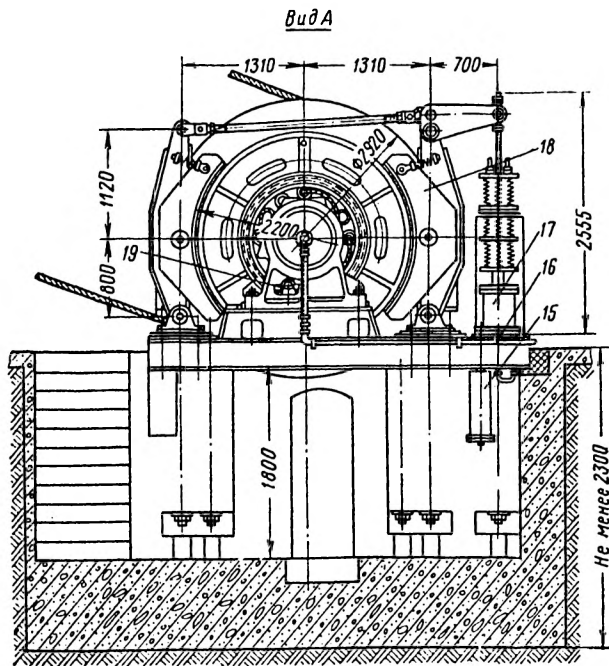
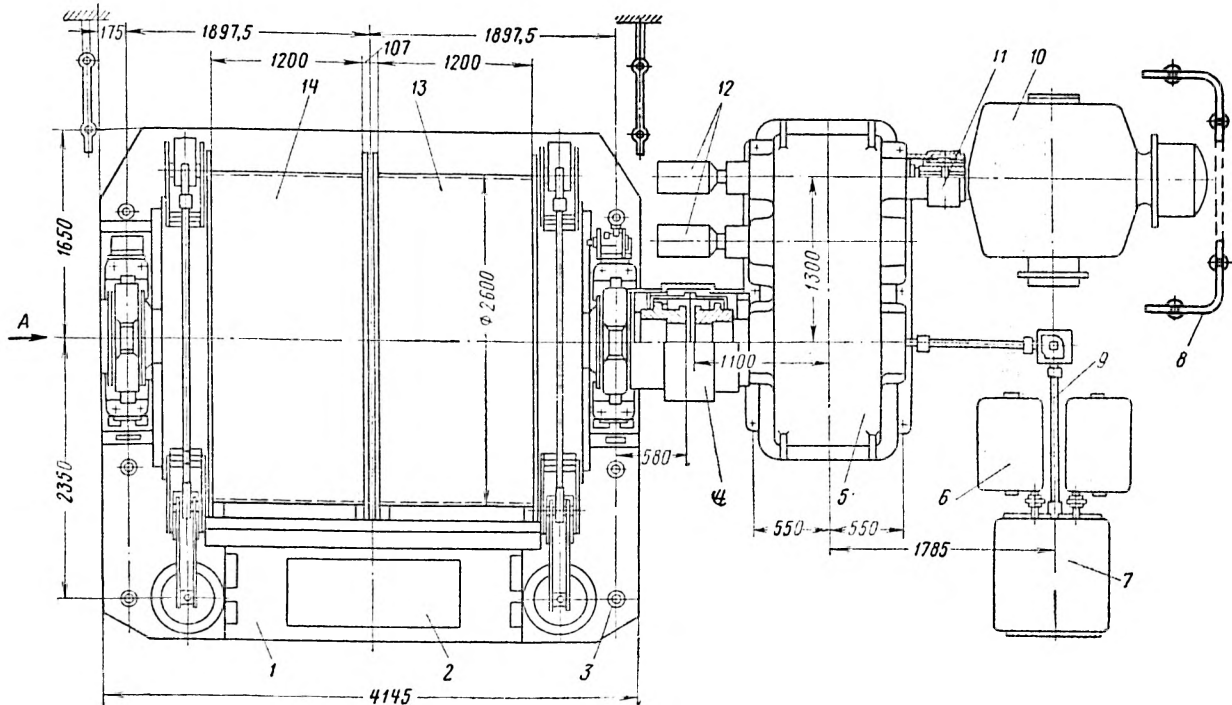


Рис. 4.17. Шахтная подъемная машина 2×2,5×1,2:

1 — рама машины; 2 — панель управления тормозом; 3 — фундаментный болт; 4 — зубчатая муфта; 5 — редуктор; 6 — программный аппарат; 7 — аппарат АЗК; 8 — ограждение; 9 — привод аппарата АЗК; 10 — электродвигатель; 11 — зубчатая муфта моторного вала; 12 — установки тахогенераторов; 13 — заклиненный барабан; 14 — переставной барабан; 15 — глушитель; 16 — подвод воздуха к механизму перестановки; 17 — тормозной привод; 18 — тормоз; 19 — стопор

Тормозные приводы закреплены на раме машины и соединяются с замыкающим рычагом тормоза специальным шарниром.

Тормозные приводы рассчитаны на работу при давлении сжатого воздуха не более 6 кгс/см².

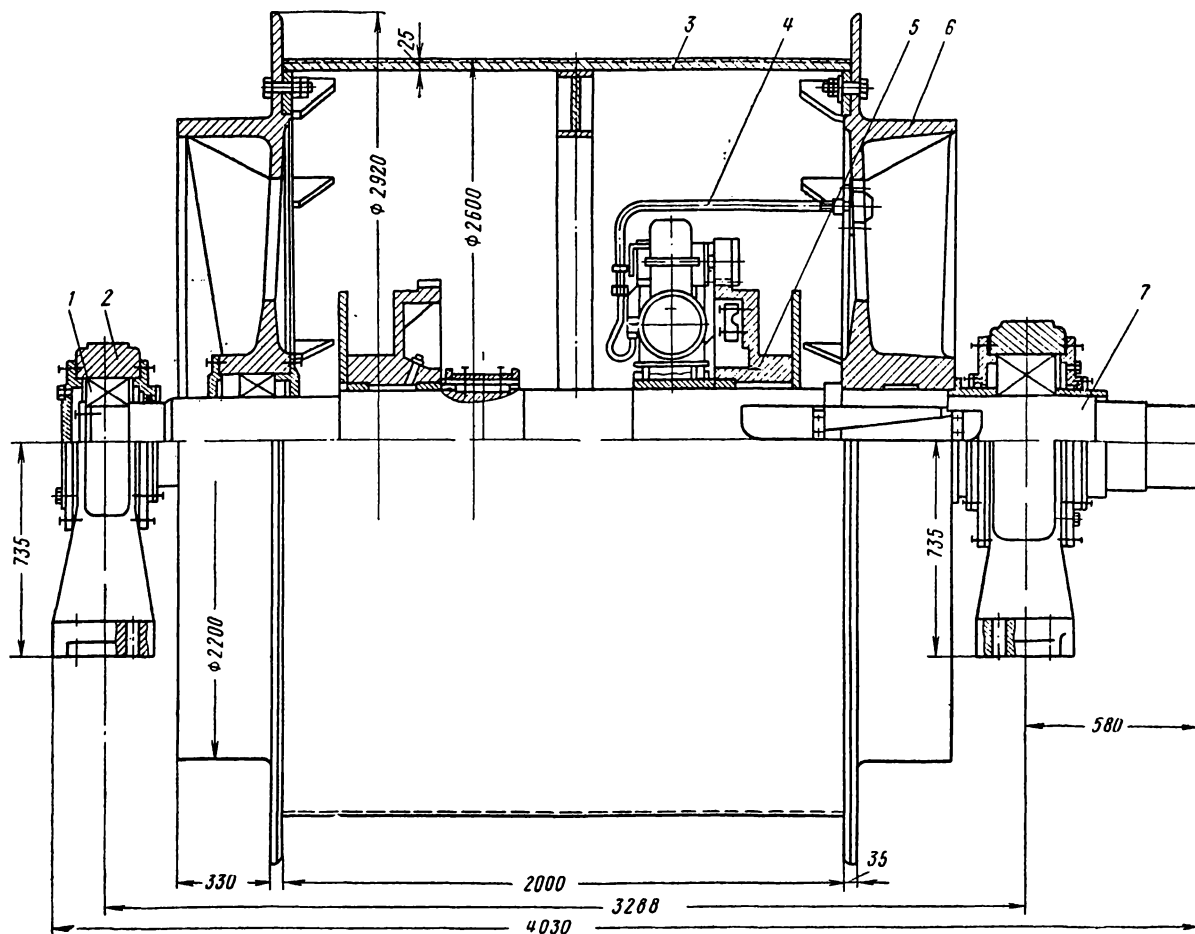


Рис. 4.18. Сборка главного вала машины 1×2,5×2:

1 — подшипник роликовый двухрядный сферический; 2 — корпус подшипника; 3 — барабан; 4 — кабель привода бобины; 5 — бобина; 6 — лобовина с тормозным ободом; 7 — главный вал

Панель управления типа ПТ, установленная на раме машины перед барабанами, включает в себя электропневматические клапаны, регулятор давления, фильтры и другие элементы, обеспечивающие дистанционное и автоматическое управление тормозом. Панель тормоза двухбарабанной подъемной машины имеет специальный электропневматический клапан для дистанционного включения и выключения механизма перестановки.

Установка компрессора с воздухохраником является унифицированным узлом, применяемым на многих типоразмерах машин. Она включает в себя стандартный воздухохраник объемом 1,6 м³, компрессор (рабочий и резервный) производительностью 1,75 м³/ч, водомаслоотделители, реле давления, манометры,

обратные клапаны и другие элементы, обеспечивающие автоматическое поддержание давления в воздухохранике с заданным интервалом.

Управление подъемной машиной осуществляется со специального пульта управления, который не имеет механической связи с машиной и может устанавливаться в любом удобном месте.

Подъемные машины, имеющие мощность двигателя до 250 кВт (включительно), могут поставляться с комплектом электрооборудования во взрывобезопасном исполнении РВ. При большей мощности двигателя этот комплект имеет нормальное исполнение и обеспечивает эксплуатацию машины в ручном, дистанционном или автоматическом управлении.

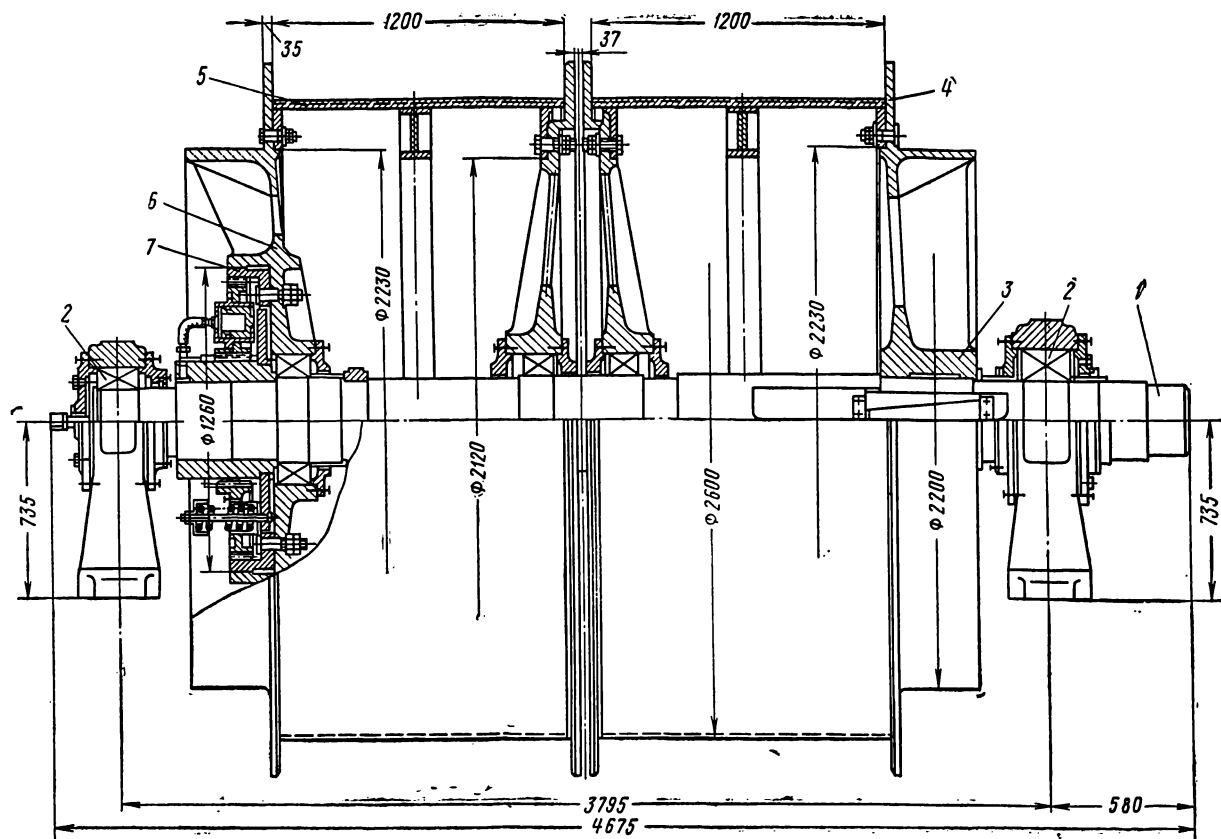


Рис. 4.19. Сборка главного вала машины 2×2,5×1,2:

1 — главный вал; 2 — подшипник двухрядный роликовый сферический; 3 — ступица заклиненного барабана; 4 — заклиненный барабан; 5 — переставной барабан; 6 — ступица переставного барабана; 7 — зубчатый механизм перестановки

Шахтные подъемные машины 1×3×2У и 2×3×1,5У с диаметром барабана 3 м

Шахтные подъемные машины однобарабанные 1×3×2У и двухбарабанные 2×3×1,5У изготовляются по техническим условиям ТУ 24-8-385-70 взамен устаревших машин БМ-3000 и 2БМ-3000 (буква «У» означает «усиленная», т. е. имеющая повышенную нагрузочную способность в сравнении с машинами БМ-3000 и 2БМ-3000).

В соответствии с ГОСТ 18114—72 на шахтные подъемные машины с диаметром барабанов до 3,5 м завод им. Ленинского комсомола Украины подготавливает к выпуску однобарабанные подъемные машины Ц3×2,2 и двухбарабанные 2Ц3×1,5, которые заменят машины 1×3×2У и 2×3×1,5У.

Техническая характеристика шахтных подъемных машин

	1×3×2У	2×3×1,5У
Барабан:		
число	1	2
диаметр, мм	3000	
ширина, мм	2 000	1 500

Статическое натяжение каната, кгс, не более	8000 * / 13 000	13 000
Разность статических натяжений канатов, кгс, не более	8000 * / 8000	8 000
Диаметр каната, мм, не более	37	
Число слоев навивки каната на барабане	3	
Скорость движения каната, м/с	3,0—9,8	
Приведенная масса вращающихся частей машины к диаметру навивки, кг	20 000	25 000
Мощность электродвигателя, кВт, не более:		
нормального исполнения	650	650
взрывобезопасного исполнения	250	250
Масса машины без электродвигателя, кг	56 500	68 500

* Значение только для одноконцевого подъема.

Подъемные машины 1×3×2У и 2×3×1,5У имеют конструкцию, аналогичную конструкции машин 1×2,5×2 и 2×2,5×1,2.

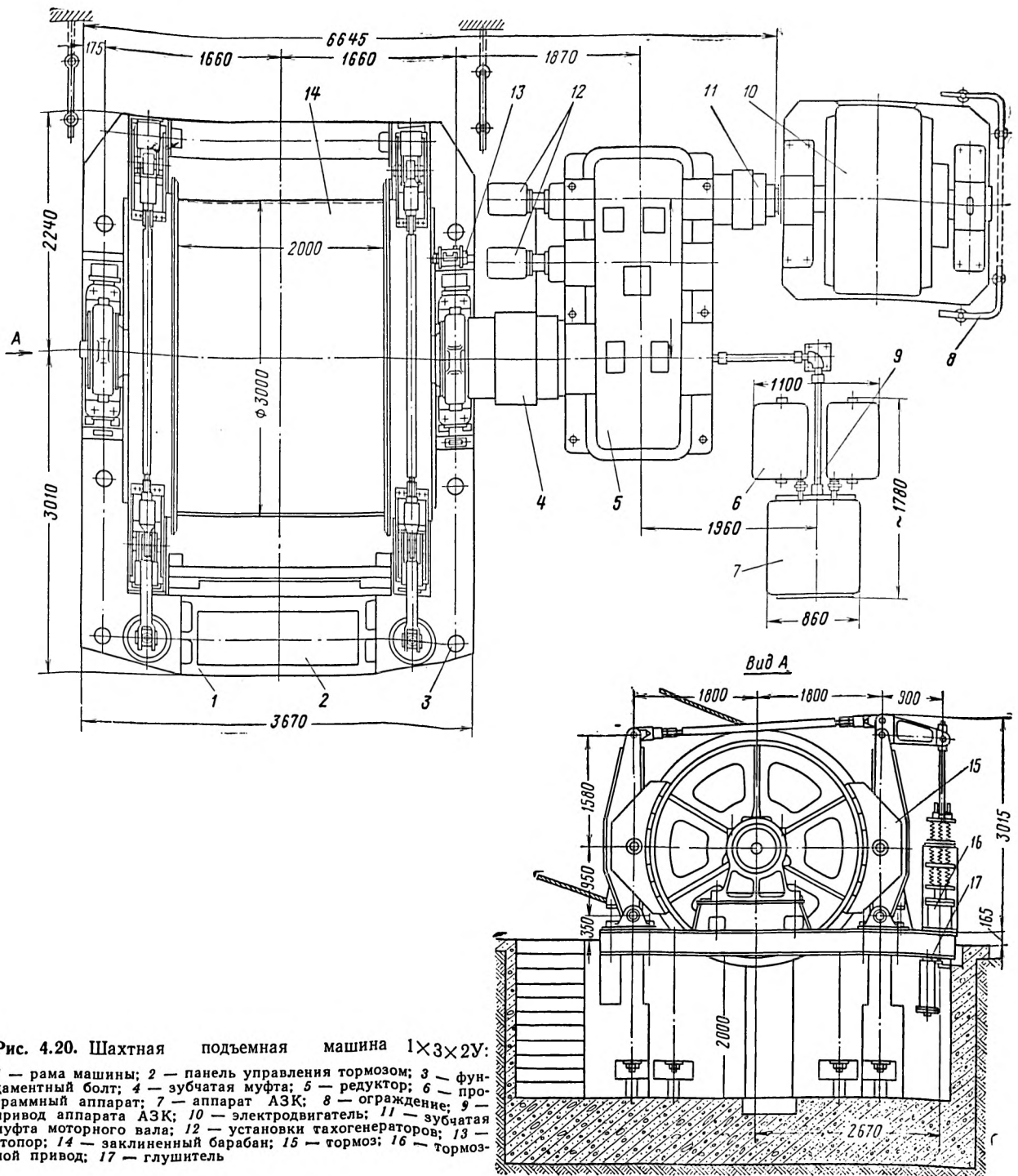


Рис. 4.20. Шахтная подъемная машина 1×3×2У:

1 — рама машины; 2 — панель управления тормозом; 3 — фундаментный болт; 4 — зубчатая муфта; 5 — редуктор; 6 — программный аппарат; 7 — аппарат АЗК; 8 — ограждение; 9 — привод аппарата АЗК; 10 — электродвигатель; 11 — зубчатая муфта моторного вала; 12 — установки тахогенераторов; 13 — стопор; 14 — заклиненный барабан; 15 — тормоз; 16 — тормозной привод; 17 — глушитель

Навивочные характеристики барабанов подъемных машин 1×3×3У и 2×3×1,5У даны в табл. 4.6.

Шахтные подъемные машины 1×3×2У и 2×3×1,5У показаны соответственно на

рис. 4.20 и 4.21, а сборки их главных валов — на рис. 4.22 и 4.23.

Машины 1×3×2У и 2×3×1,5У отличаются от машин с диаметром барабана 2,5 м только размерами и типом редуктора. На машинах

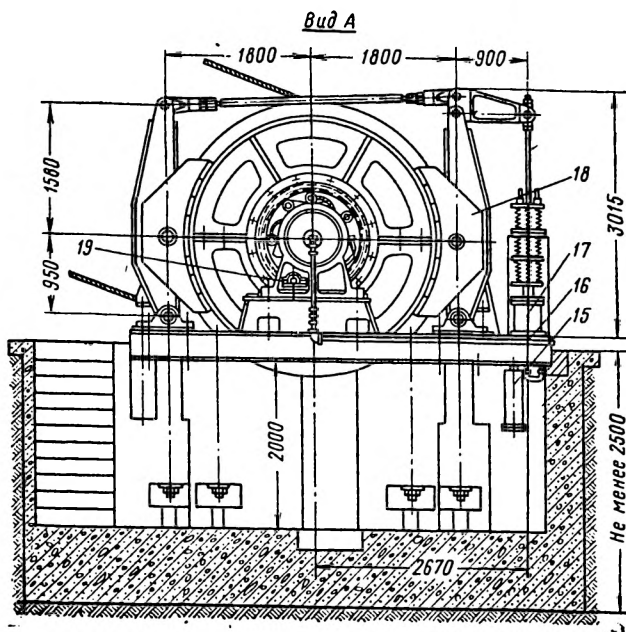
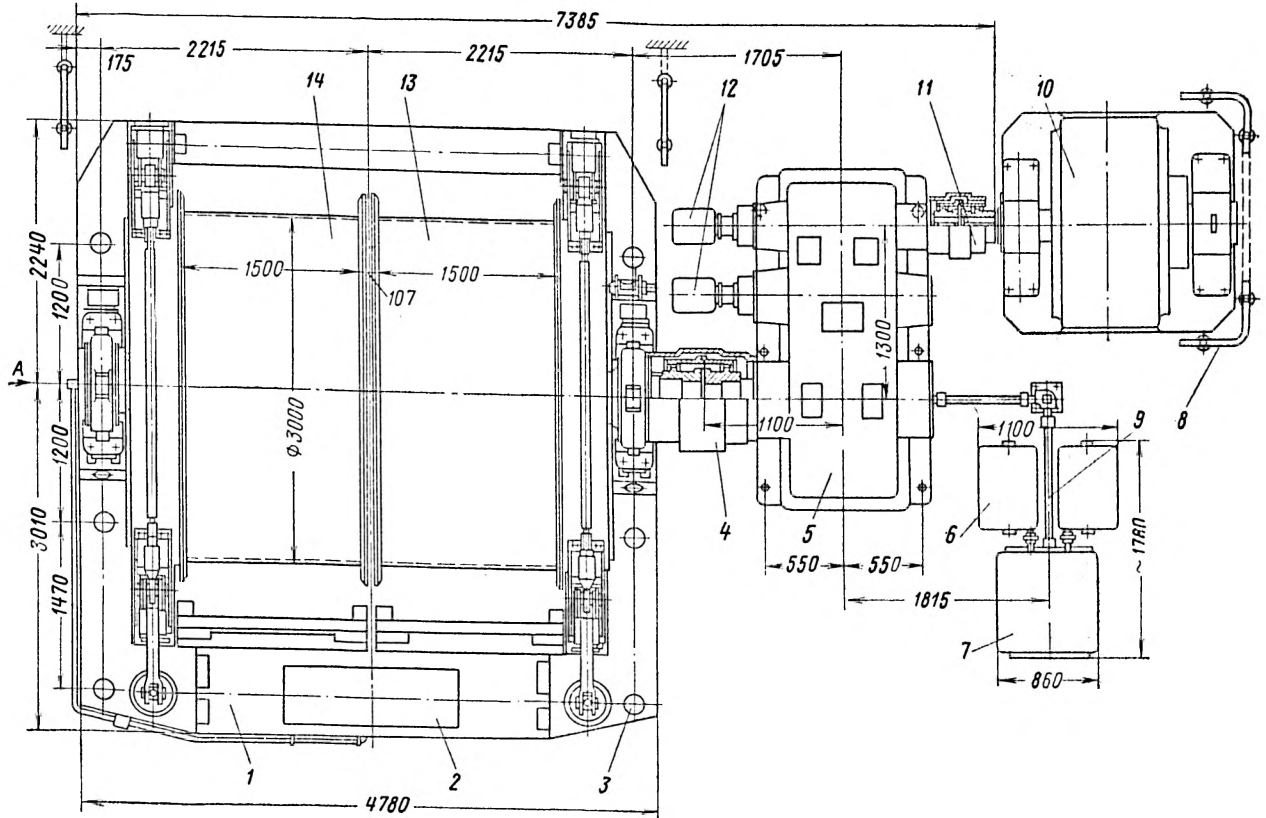


Рис. 4.21. Шахтная подъемная машина 2×3×1,5У:

1 — рама машины; 2 — панель управления тормозом; 3 — фундаментный болт; 4 — зубчатая муфта; 5 — редуктор; 6 — программный аппарат; 7 — аппарат АЗК; 8 — ограждение; 9 — привод аппарата АЗК; 10 — электродвигатель; 11 — зубчатая муфта моторного вала; 12 — установки тахогенераторов; 13 — заклиненный барабан; 14 — переставной барабан; 15 — глушитель; 16 — подвод воздуха к механизму перестановки; 17 — тормозной привод; 18 — тормоз; 19 — стопор

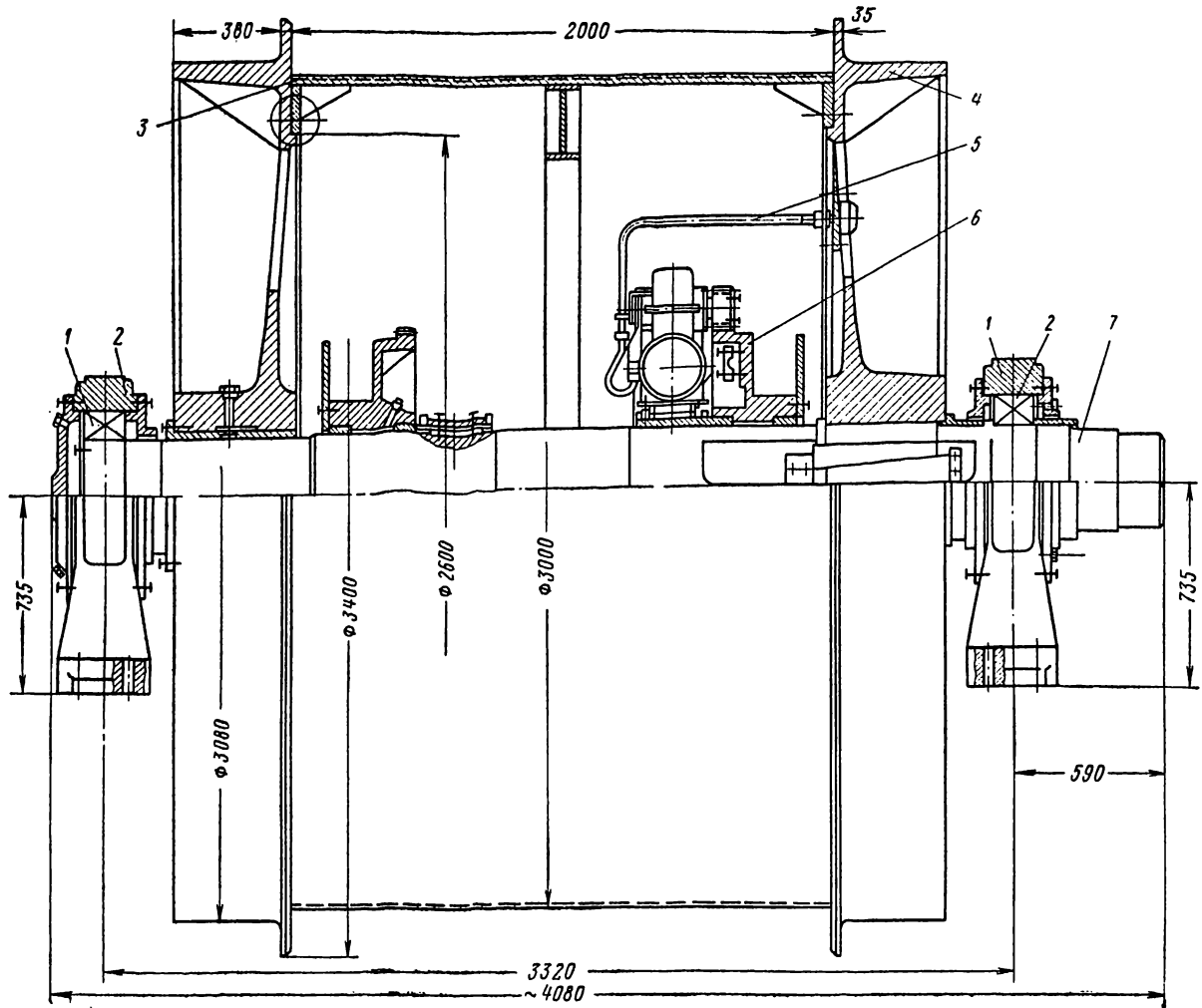


Рис. 4.22. Сборка главного вала машины 1×3×2У:

1 — подшипник роликовый двухрядный сферический; 2 — корпус подшипника; 3 — барабан; 4 — лобовина барабана; 5 — кабель электропривода бобины; 6 — бобина; 7 — главный вал

Таблица 4.6

Диаметр каната, мм	Шаг нарезки канавок на барабане, мм	Машина 1×3×2у			Машина 2×3×1,5у			Диаметр каната, мм	Шаг нарезки канавок на барабане, мм	Машина 1×3×2у			Машина 2×3×1,5у		
		Высота подъема *, м, при числе слоев навивки **								Высота подъема *, м, при числе слоев навивки **					
		1	2	3	1	2	3			1	2	3	1	2	3
23—26	28	580/530 *	1250	1930	420	920	1430	32—35	37	420/370	930	1450	300	680	1070
26—29	31	520/470	1130	1750	370	820	1280	35—37	40	385/340	860	1310	270	620	980
29—32	34	470/420	1030	1600	330	740	1160								

* Высота подъема определена с учетом пяти витков трения и 30 м для испытания каната, расположенных на барабане.

** В знаменателе указана высота подъема при двухконцевом подъеме с однобарабанными машинами и учетом применения бобин внутри барабана для укладки 30 м каната для его испытания.

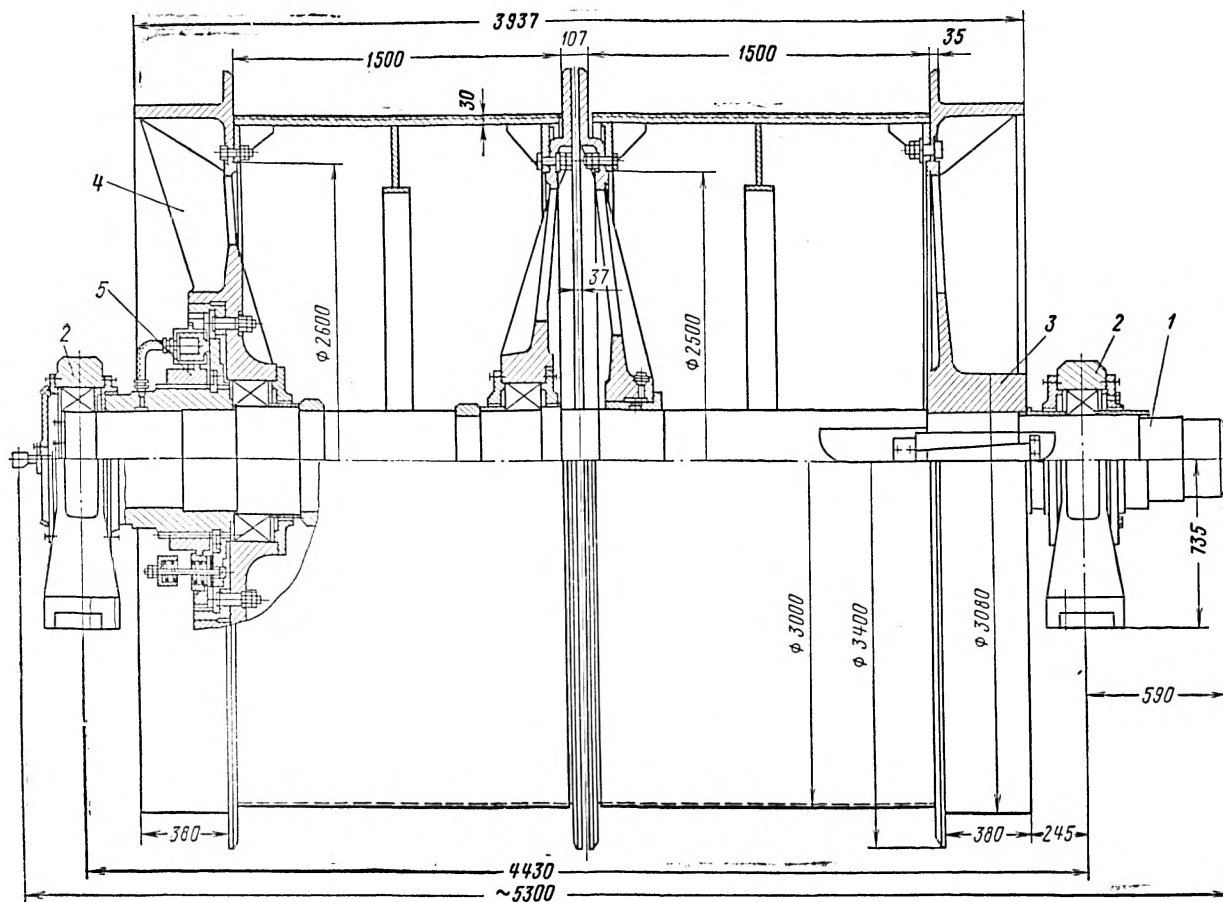


Рис. 4.23. Сборка главного вала машины 2×3×1,5У:

1 — главный вал; 2 — подшипник роликовый сферический двухрядный; 3 — заклиненный барабан; 4 — переставной барабан; 5 — механизм перестановки

с диаметром барабана 3 м устанавливается редуктор ЦДН-150, который допускает частоту вращения моторного вала 590 об/мин при передаточном числе 11,5 и 720 об/мин при передаточном числе 20 и 30.

Шахтные подъемные машины Ц-3,5×2А и 2Ц-3,5×1,7А с диаметром барабана 3,5 м

Шахтные подъемные машины Ц-3,5×2А и 2Ц-3,5×1,7А предназначены для оборудования грузовых и грузо-людских подъемных установок, рассчитаны для работы на поверхности и имеют комплект электрооборудования только нормального исполнения.

Машины должны устанавливаться в помещениях с температурой воздуха 5—40° С.

Шахтные подъемные машины однобарабанные Ц-3,5×2А и двухбарабанные 2Ц-3,5×1,7А изготавливаются по отраслевым техническим усло-

виям ОТУ 24-8-193-69 взамен подъемных машин Ц-3,5×1,7 и 2Ц-3,5×1,7.

Новая модель машин, отмеченная индексом А, существенно отличается от старой модели:

коренные подшипники скольжения с бабитовой заливкой заменены подшипниками качения;

применено новое тормозное устройство; коренная часть машины скомпонована на плоской сварной раме;

имеет меньшие габариты, а также фундамент более простой конструкции;

имеет повышенную долговечность.

В настоящее время заводом им. Ленинского комсомола Украины разрабатываются новые модели машин с параметрами по ГОСТ 18114—72 Ц-3,5×2,4 и 2Ц-3,5×1,8. Эти машины будут иметь существенно повышенные нагрузки (20 и 18 тс) и канатоемкость.

Техническая характеристика подъемных машин

	Ц-3,5×2А	2Ц-3,5×1,7А
Барaban:		
число	1	2
диаметр, мм	3 400 *	
ширина, мм	2 000	1 700
Статическое натяжение каната, кгс, не более	18 000 **	15 000
Разность статических натяжений канатов, кгс, не более	14 000	12 500
Диаметр каната, мм, не более	43,5	
Число слоев навивки каната на барабан, не более	3	
Скорость движения каната, м/с	4,25—10	
Приведенная масса вращающихся частей машины (без электродвигателя) к диаметру навивки, кг	18 000— 20 000	28 000— 30 000
Масса машины без электродвигателя, кг	85 000	105 000

* Диаметр барабана уменьшен до 3400 мм с тем, чтобы обеспечить транспортирование по железной дороге без разборки.

** При одноконцевом подъеме максимальное статическое натяжение каната не должно превышать наибольшей разности статических натяжений.

Навивочные характеристики барабанов приведены в табл. 4.7.

Следует иметь в виду, что машины могут иметь правое или левое исполнение. У машин

Таблица 4.7

Диаметр каната, мм	Шаг нарежки канавок на барабане, мм	Машина Ц-3,5×2А			Машина 2Ц-3,5×1,7А		
		Высота подъема, м, при числе слоев навивки					
		1	2	3	1	2	3
29—32	34	535/425 *	1150	1775	439	976	1522
32—35	37	480/375 *	1050	1630	385	870	1360
35—37	40	440/320 *	970	1520	355	780	1230
37—40	42,5	410/300 *	950	1490	330	760	1200
40—43,5	45,6	400/300 *	900	1430	300	690	1100

* В знаменателе приведены цифры для двухконцевого подъема.

правого исполнения редуктор и двигатель находятся справа, если смотреть на машину со стороны тормозных приводов.

На рис. 4.24 показана шахтная подъемная

машина Ц-3,5×2А, на рис. 4.25 — машина 2Ц-3,5×1,7А. Основные узлы машин: сборка главного вала, рама, два тормоза, два тормозных привода, панель управления тормозными приводами, установка компрессора с воздухо-сорником, редуктор.

Основанием коренной части машин является сварная рама, разборная из четырех частей, соединенных между собой пассивными болтами. Рамы одно- и двухбарабанных машин унифицированы. Они отличаются только длиной вставок, расположенных параллельно оси главного вала. На раме имеются обработанные поверхности для установки коренных подшипников, исполнительных органов тормозов и тормозных приводов. Нижняя поверхность рамы имеет плоскую форму без выступов, что существенно упрощает фундаменты и облегчает монтаж. Узлы, закрепленные на раме, после заводской сборки и наладки фиксируются коническими штифтами и приварными упорами. Все узлы имеют маркировку и должны устанавливаться на месте монтажа в соответствии со схемой маркировки.

Показанные на рис. 4.26 и 4.27 узлы сборок главных валов машин Ц-3,5×2А и 2Ц-3,5×1,7А представляют последнюю их модификацию (предыдущие модификации этого узла имели литые чугунные лобовины).

В сборках главных валов наружные лобовины с тормозными полями выполнены в виде сварно-литой конструкции: ступичная часть — литая из низкоуглеродистой стали, диск и тормозное поле — из листовой стали. Лобовины разъемные из двух половин, соединенных между собой пассивными болтами.

Обечайки барабанов — сварные, с нарезанными канавками для первого слоя каната. Нарезка желобков под канат производится на основании анкетных данных заказчика в соответствии с табл. 4.7. Реборды сварной конструкции из отдельных сегментов крепятся к обечайке барабана болтами. Обечайка присоединяется к лобовинам пассивными болтами.

Однобарабанные подъемные машины, применяемые для двухконцевого подъема, имеют внутри барабанов бобины для навивки резервной длины каната, используемой для периодических испытаний. Бобины снабжены электрическим приводом. Главный вал, выполненный из ковanej стали 45, опирается на два роликовых двухрядных сферических подшипника № 3680 (820×400×243). Подшипники смазываются тугоплавкой смазкой УТВ 1—13.

Главный вал приводится во вращение от редуктора через зубчатую муфту, втулка ко-

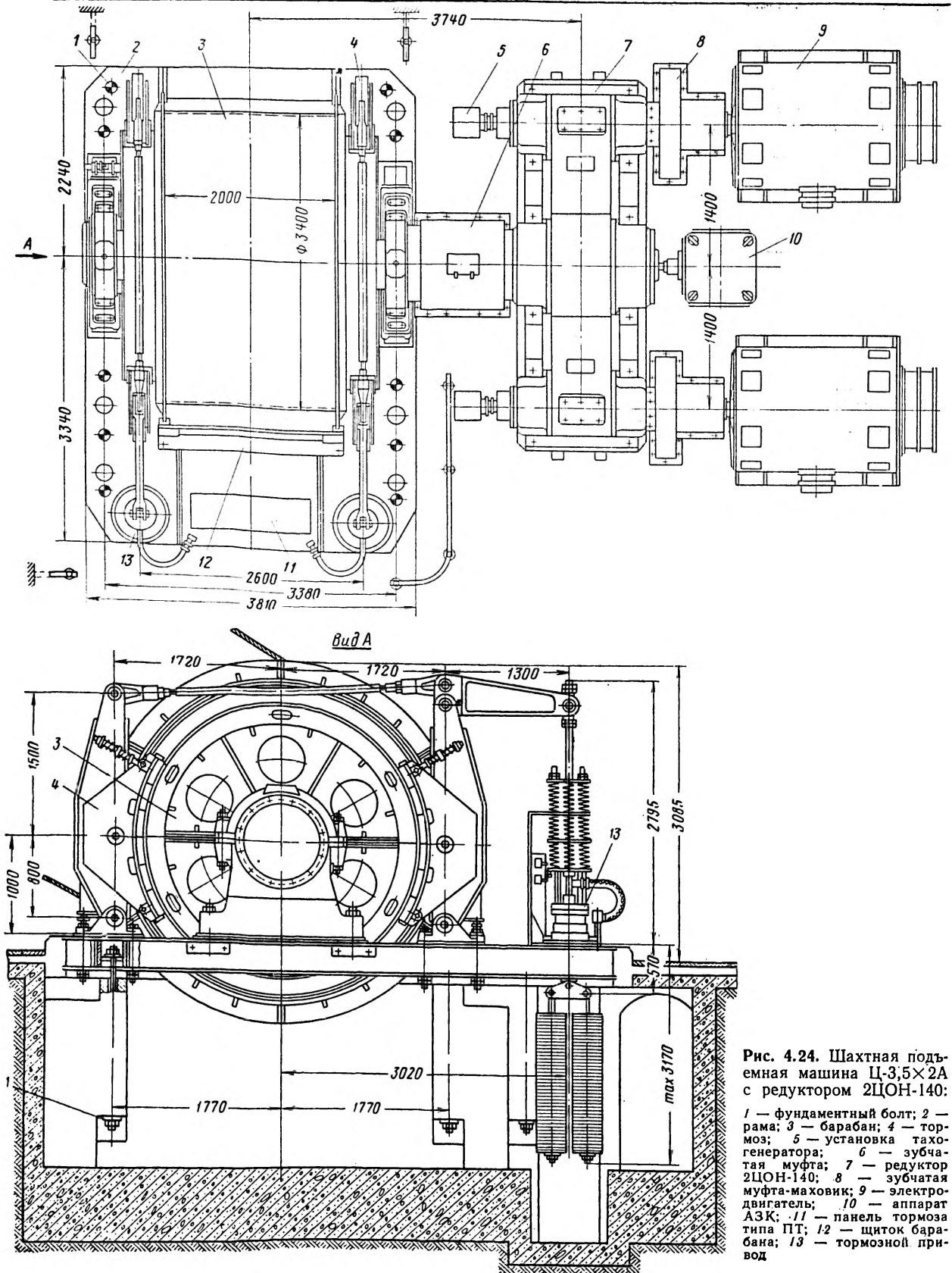


Рис. 4.24. Шахтная подъемная машина Ц-3,5×2А с редуктором 2ЦОН-140:

- 1 — фундаментный болт; 2 — рама; 3 — барабан; 4 — тормоз; 5 — установка тахогенератора; 6 — зубчатая муфта; 7 — редуктор 2ЦОН-140; 8 — зубчатая муфта-маховик; 9 — электродвигатель; 10 — аппарат АЗК; 11 — панель тормоза типа ПТ; 12 — щиток барабана; 13 — тормозной привод

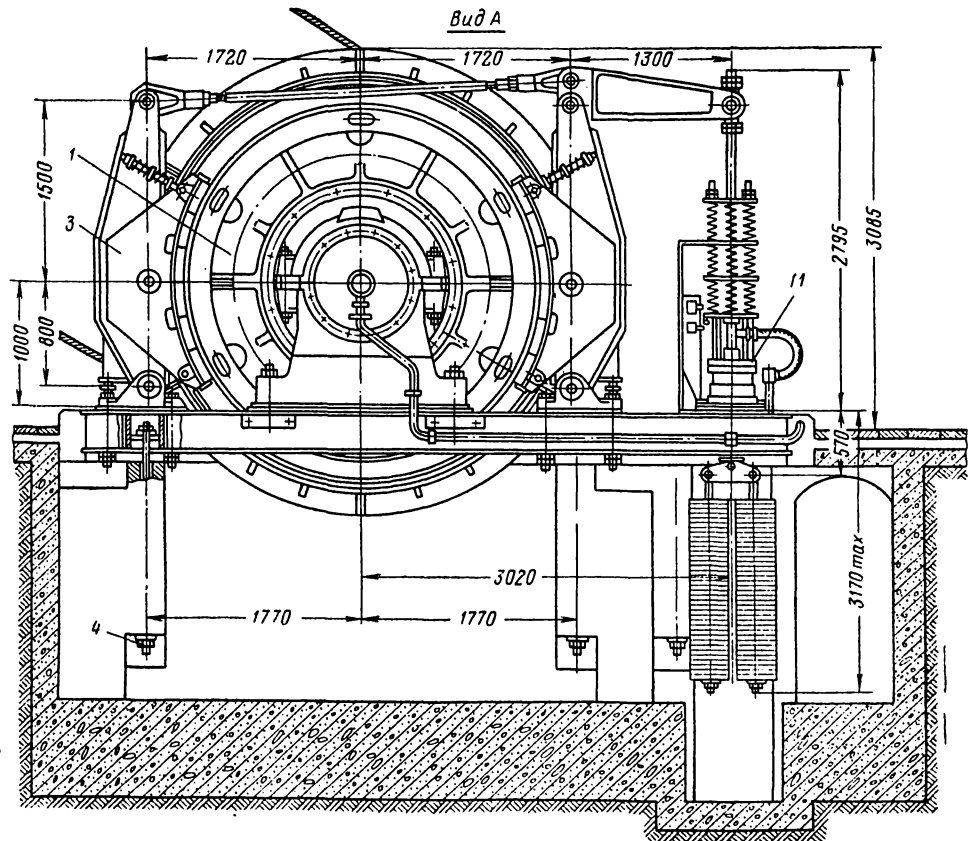
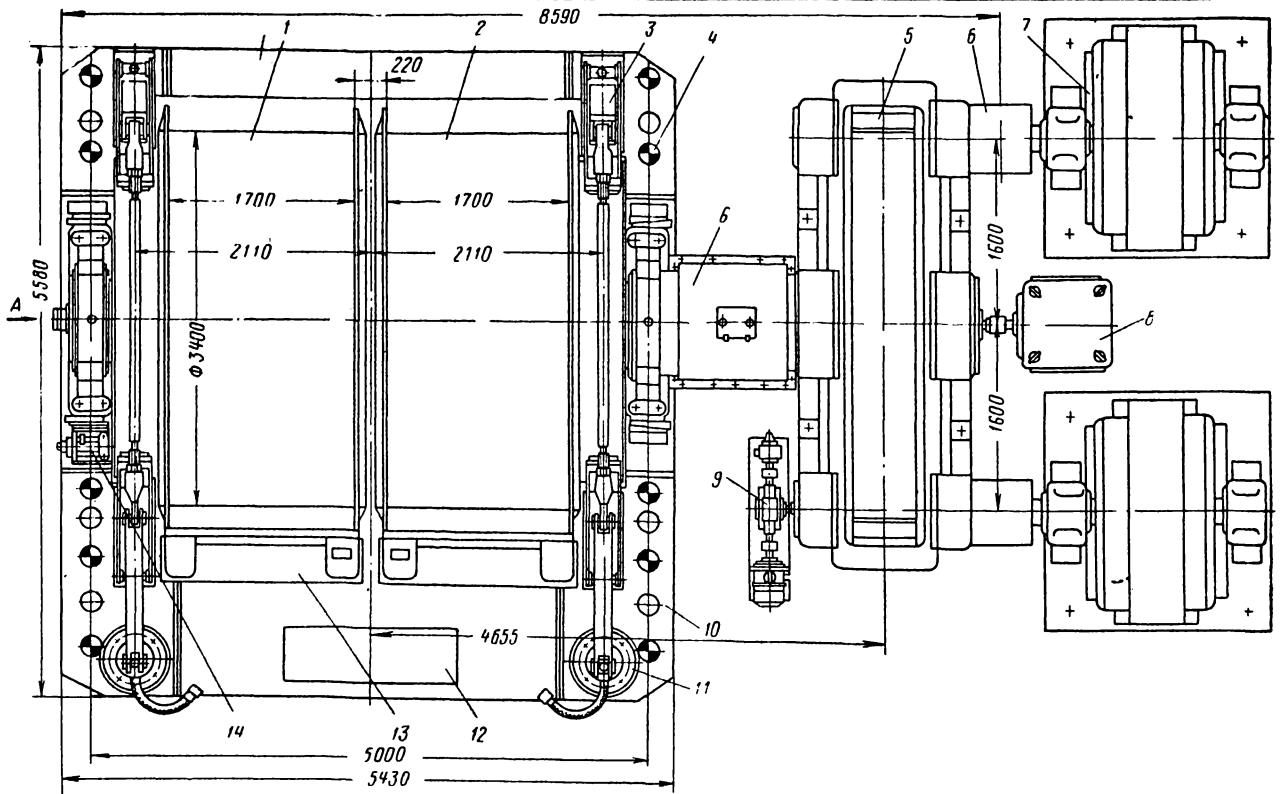


Рис. 4.25. Шахтная подъемная машина 2Ц-3,5×1,7А:

- 1 — переставной барабан;
- 2 — заклиненный барабан;
- 3 — тормоз; 4 — фундаментный болт; 5 — редуктор; 6 — муфта зубчатая; 7 — электродвигатель; 8 — аппарат АЗК; 9 — установка тахогенератора и центробежного реле скорости; 10 — рама машины; 11 — тормозной привод; 12 — панель управления тормозом; 13 — щиток барабана; 14 — стопор

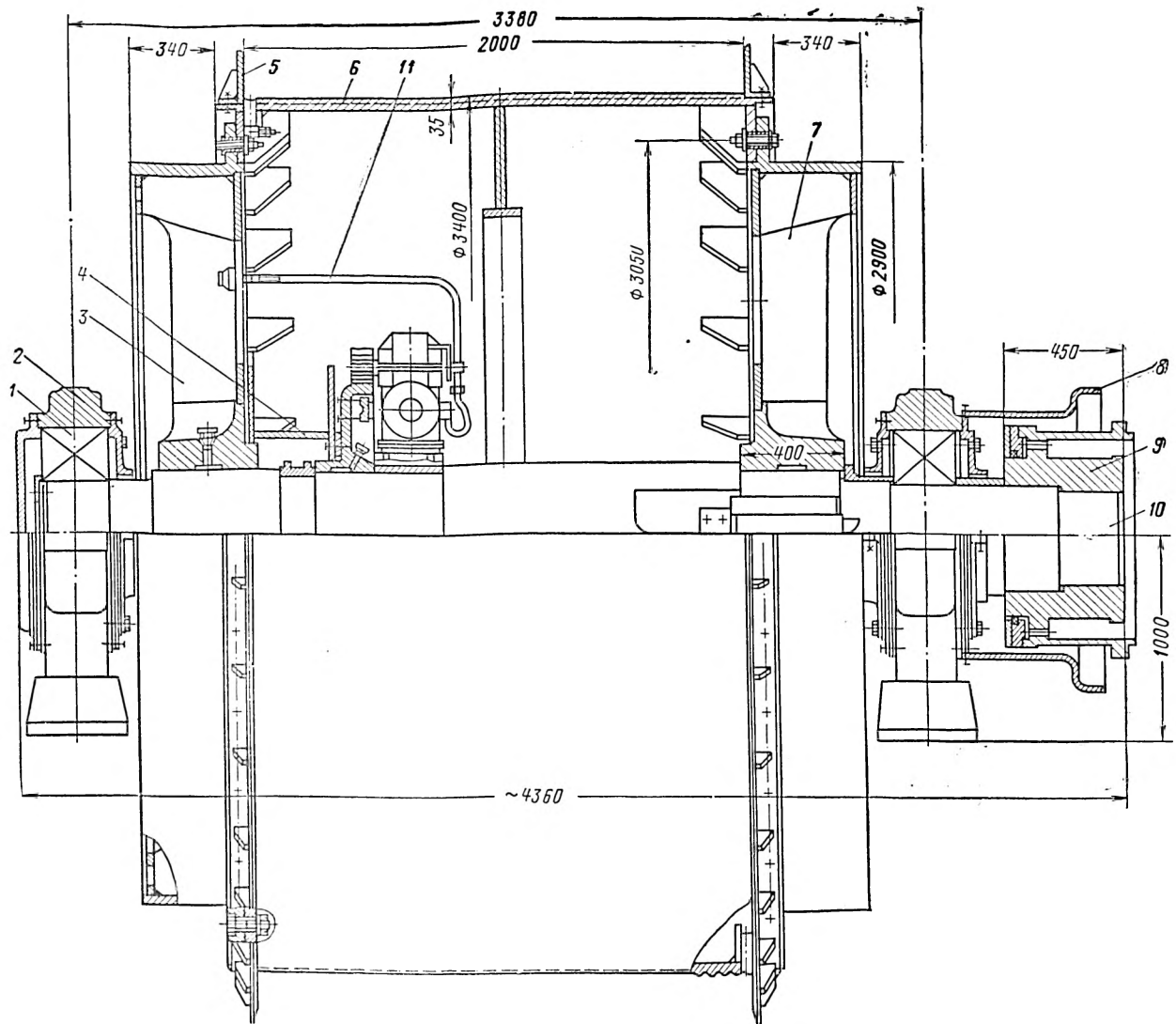


Рис. 4.26. Сборка главного вала машины Ц-3,5×2А:

1 — подшипник роликовый двухрядный сферический; 2 — корпус подшипника; 3 — лобовина незаклиненная с тормозным ободом; 4 — бобина; 5 — реборда; 6 — барабан; 7 — лобовина заклиненная с тормозным ободом; 8 — щиток зубчатой муфты; 9 — зубчатая муфта; 10 — главный вал; 11 — подвод кабеля к приводу бобины

торой посажена на конец вала по горячей посадке.

Барабаны двухбарабанной машины имеют внутренние литые чугунные лобовины, опирающиеся на вал через роликовые двухрядные сферические подшипники.

Левый переставной барабан приводится во вращение через зубчатый механизм перестановки, который встроен в его левую лобовину. Механизм перестановки постоянно находится в зацеплении под действием пружин. Расцепление производится путем подачи сжатого воздуха в цилиндры механизма перестановки.

Воздух подается через осевое сверление со стороны торца вала.

Включение и выключение механизма перестановки — дистанционное с пульта управления.

По требованию заказчика машины могут быть оборудованы двухприводным одноступенчатым редуктором 2ЦОН-140 или двухступенчатым одноприводным редуктором ЦДН-170. Оба редуктора имеют цилиндрические зубчатые пары с зацеплением Новикова.

Редуктор 2ЦОН-140 может иметь передаточное число 10,5 или 11,5 при наибольшей ча-

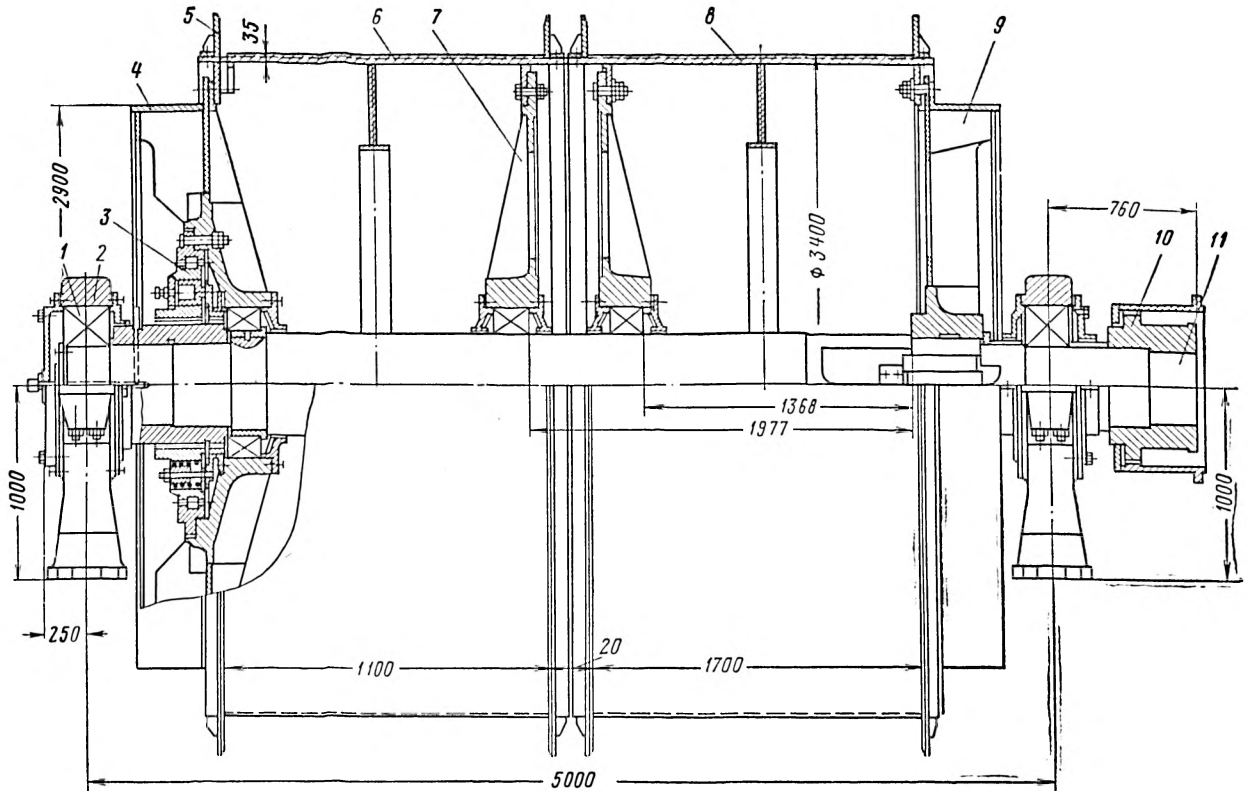


Рис. 4.27. Сборка главного вала машины 2Ц-3,5×1,7А:

1 — подшипник роликовый двухрядный сферический; 2 — корпус подшипника; 3 — механизм перестановки зубчатый; 4 — лобовина переставного барабана с тормозным ободом; 5 — съемная ребра; 6 — переставной барабан; 7 — правая лобовина переставного барабана; 8 — заклиненный барабан; 9 — заклиненная лобовина с тормозным ободом; 10 — зубчатая муфта; 11 — главный вал

столе вращения моторного вала 600 об/мин, допускает работу двумя двигателями. Редуктор ЦДН-170 может иметь передаточное число 10,5; 11,5; 20 или 30.

На корпусе обоих типов редукторов закреплены установки тахогенераторов и центробежных реле скорости. К торцу тихоходного вала редуктора присоединяется аппарат АЗК.

Смазка зубчатых пар редукторов производится окунанием и разбрызгиванием или от специальной маслостанции. Выбор типа смазки зависит от передаваемой мощности.

С электродвигателем редукторы соединяются зубчатой муфтой.

В связи с тем, что масса вращающихся частей машины невелика в сравнении с большой грузоподъемностью машин, в отдельных случаях зубчатая муфта выполняется в виде муфты маховика для того, чтобы при предохранительном торможении исключить возможность появления замедлений, превышающих допустимые. В будущем, после освоения систем автоматического регулирования замедления предохра-

нительного торможения — АРПТ, надобность в маховиках будет исключена.

Тормозное устройство машин полностью унифицировано с тормозами подъемных машин, имеющих барабаны диаметром 2,5 и 3 м, а также многоканатных подъемных машин.

Тормозные устройства

На малых и средних подъемных машинах (с диаметром барабана 3,5 м включительно) устанавливаются тормозные устройства трех типов:

пружинные гидравлические безгрузовые — на подъемных машинах Ц-1,2×1; 2Ц-1,2×0,8; Ц-1,6×1,2; 2Ц-1,6×0,8; Ц-2×1,5 и 2Ц-2×1,1; пружинные пневматические грузовые — на подъемных машинах Ц-3,5×2А и 2Ц-3,5×1,7А; пружинные пневматические безгрузовые — на подъемных машинах Ц-2,5×2; 2Ц-2,5×1,2; Ц-3×2,2 и 2Ц-3×1,5, а также на модернизированных машинах 1×2,5×2; 2×2,5×1,2; 1×3×2У и 2×3×1,5У.

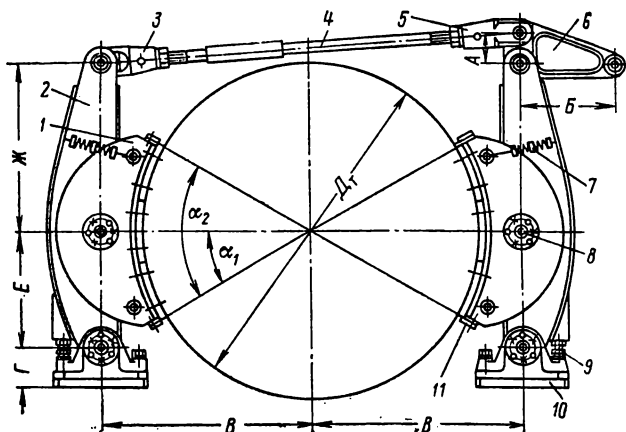


Рис. 4.28. Исполнительный орган пружинного гидравлического тормоза машин Ц-1,2×1,0; 2Ц-1,2×0,8; Ц-1,6×1,2; 2Ц-1,6×0,8; Ц-2×1,5; 2Ц-2×1,1

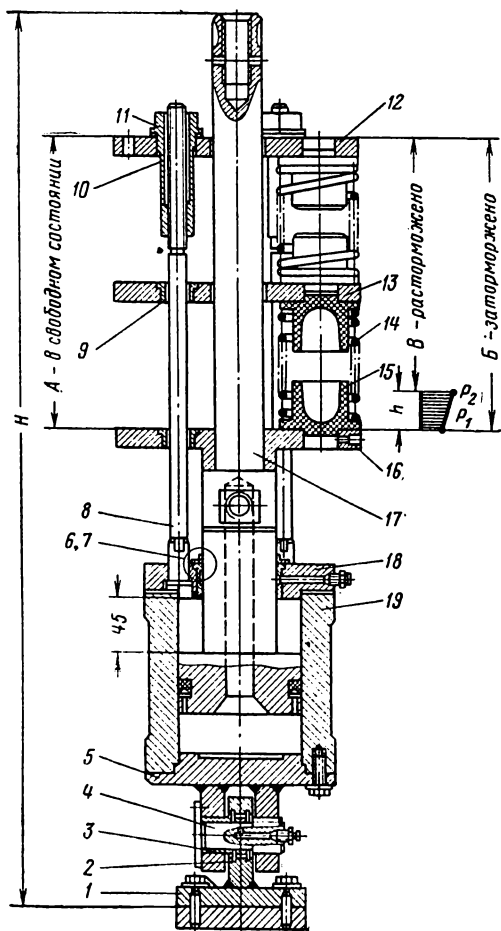


Рис. 4.29. Пружинный гидравлический привод тормоза машин Ц-1,2×1,0; 2Ц-1,2×0,8; Ц-1,6×1,2; 2Ц-1,6×0,8; Ц-2,0×1,5; 2Ц-2,0×1,1

Таблица 4.8

Параметры	Машина		
	Ц-1,2×1,0; 2Ц-1,2×0,8	Ц-1,6×1,2; 2Ц-1,6×0,8	Ц-2×1,5; 2Ц-2×1,1
Максимальный тормозной момент, тс·м	2,25	4,8	9,45
Максимальное усилие на замыкающем рычаге при затормаживании, кгс	760	1370	2040
Передаточное отношение тормоза	8,65	—	8,14
Расчетный коэффициент трения прессмассы о тормозное поле	0,3	0,3	0,3
Максимальное перемещение углового рычага в точке приложения замыкающего усилия, мм	40	45	55
Удельное давление на тормозной колодке (максимальное), кгс/см ²	4	7,5	4,9
Размеры (см. рис. 4.28), мм:			
A	130	150	190
B	450	450	650
B	765	1000	1205
Г	100	185	150
Д _Т	1200	1600	2000
E	400	550	725
Ж	600	800	1000
α ₁ (градус)	40	29	40
α ₂ (градус)	81	59	80

Пружинные гидравлические безгрузовые тормозные устройства состоят из двух исполнительных органов тормоза, двух пружинных гидравлических приводов, станции управления и блокировок.

Оба исполнительных органа тормоза работают синхронно и используются как при предохранительном, так и при рабочем торможении. Каждый исполнительный орган тормоза колодочного типа воздействует на тормозное поле барабана, создавая половину требуемого тормозного момента. Схемы исполнительного органа и привода тормоза подъемных машин с их основными размерами приведены соответственно на рис. 4.28 и 4.29, а их технические характеристики соответственно в табл. 4.8 и 4.9.

Исполнительный орган тормоза (см. рис. 4.28) состоит из двух тормозных балок 2, углового рычага 6 и тяги 4 с головками 3 и 5, соединенными шарнирными валиками и угловым рычагом и одной из тормозных балок. Последние установлены на опорах 10, которые зафик-

Таблица 4.9

Параметры	Машина		
	Ц-1, 2X1, 2Ц-1, 2X0,8	Ц-1,6X1, 2Ц-1,6X0,8	Ц-2X1,5 2Ц-2X1,5
Максимальное усилие: при затормаживании P_1^* , кгс	810	1370	2100
при растормаживании P_2 , кгс	1200	1780	2930
Максимальное давление масла, кгс/см ²	12	12	12
Ход поршня, мм: рабочий	40	45	55
полный	110	120	135
Диаметр цилиндра, мм	150	150	200
Жесткость пружинного блока, кгс/мм	9,5	9,2	15,1
Пружинный блок: число секций	2	2	3
число пружин в сек- ции	3	4	6
Высота, мм: блока в свободном со- стоянии (размер А)	470	508	820
блока в состоянии «за- торможено» (размер Б)	384	360	680
блока в состоянии «рас- торможено» (размер В)	344	315	625
привода (размер Н)	1135	1090	2050
Подвод масла к цилиндрам	Через ниж- нюю крышку	Через шток	Через ниж- нюю крышку
Масса привода, кг	162	190	277

* Все буквенные обозначения см. на рис. 4.29.

сированы на раме болтами и штифтами. На каждой тормозной балке расположена шарнирная балка 1, футерованная прессмассовыми тормозными колодками. Крайние колодки зафиксированы упорами 11. Благодаря наличию центрального шарнира 8 и пружинной подвески 7 даже при угловом перемещении тормозных балок получается относительно равномерное распределение удельных давлений на прессмассовые тормозные колодки.

Одна из тормозных балок шарнирно соединена с угловым рычагом, который посредством тяги связан с тормозным приводом. При движении тяги вниз или вверх происходит сближение или отход тормозных балок от тормозного поля барабана. Все шарнирные соединения исполнительного органа тормоза выпол-

нены на подшипниках скольжения. В валиках имеются осевые и радиальные отверстия, по которым густая смазка поступает к трущимся поверхностям.

Равномерное распределение зазора между ободом и тормозной колодкой осуществляется с помощью пружинной подвески 7, а отход тормозных балок 2 ограничивается регулируемыми упорами 9.

Пружинно-гидравлический привод тормоза создает тормозное усилие за счет предварительно сжатых пружин, растормаживание происходит под действием давления масла. При растормаживании пружины получают дополнительную деформацию. Привод тормоза (см. рис. 4.29) имеет пружины 14, направляющие стаканы 15, верхний 12, средний 13 и нижний 16 диски. Нижний диск жестко связан со штоком 17, поршень которого перемещается в цилиндре 19.

Цилиндр 19 закрыт крышкой 18, которая является направляющей для штока 17 и ограничивает его перемещение вверх. Для уменьшения сил трения в ней установлена бронзовая втулка. В крышке 18 сделаны два канала, один из которых служит для подвода густой смазки к трущимся поверхностям, а другой — для отвода утечек из надпоршневого пространства. Уплотняющее устройство 6, 7 препятствует попаданию пыли и грязи в цилиндр. Кроме того, в крышке 18 закреплены тяги 8, на которых установлены специальные гайки 10, в буртики которых упирается верхний диск 12. С помощью гаек 10 пружинный блок затягивается на величину, необходимую для создания требуемого тормозного момента. Для уменьшения сил трения под опорные буртики гаек 10 установлены бронзовые кольца 11. Средний и нижний диски имеют возможность перемещаться относительно тяг, поэтому в дисках установлены втулки 9.

В кольцевой проточке поршня установлена воротниковая манжета из маслостойкой резины. Через отверстия в торце поршня масло попадает под манжету и прижимает ее бурты к внутренней поверхности цилиндра и кольцевой проточки. Снизу цилиндр закрыт крышкой 5 с проушинами, в расточках которых помещается валик 4. На последнем закреплен сферический подшипник 3, наружное кольцо которого с помощью пружинных колец 2 зафиксировано в опоре 1. Валик 4 имеет отверстие для подвода смазки к рабочей поверхности сферического подшипника. Опора 1 болтами и штифтами крепится к раме машины. Усилие от пружинного блока передается через нижний диск 16 штоку поршня 17 и далее через тягу — на угловой рычаг исполнительного

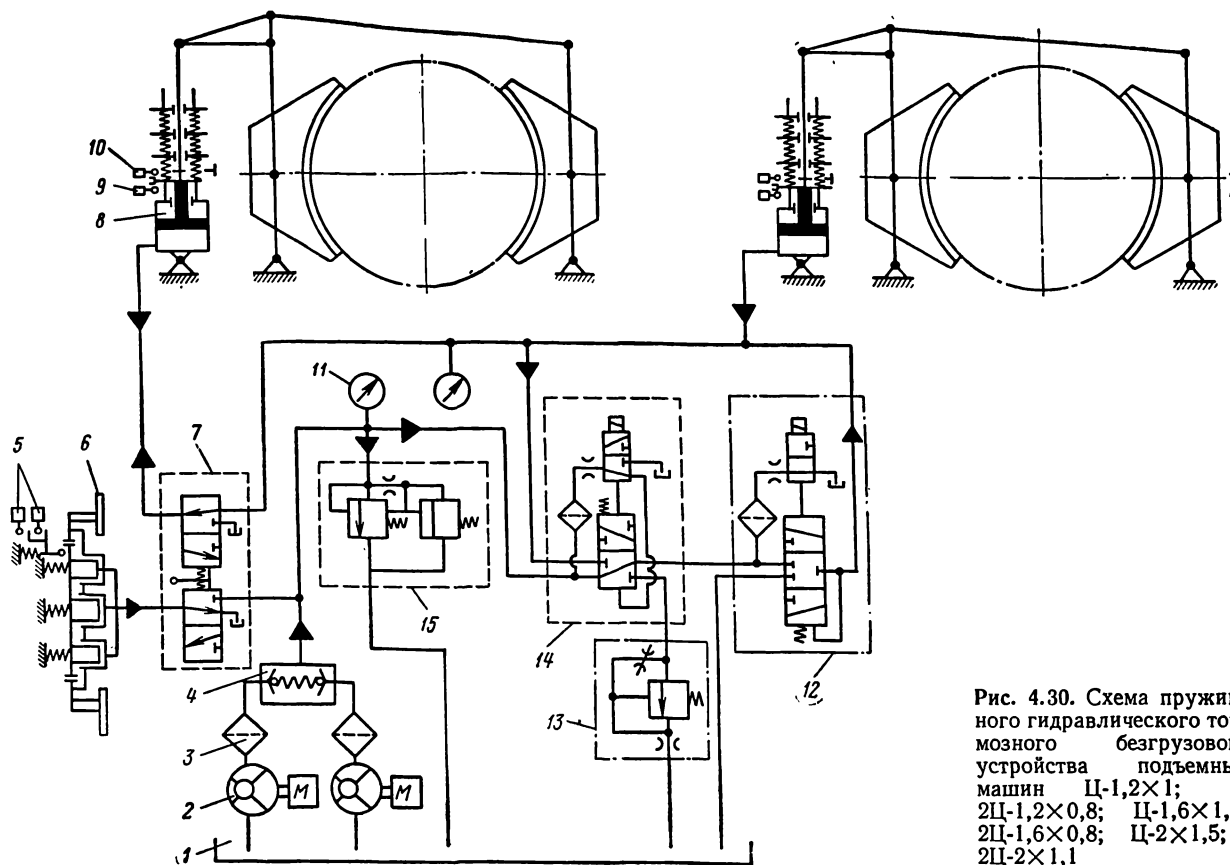


Рис. 4.30. Схема пружинного гидравлического тормозного безгрузового устройства подъемных машин Ц-1,2×1; 2Ц-1,2×0,8; Ц-1,6×1,2; 2Ц-1,6×0,8; Ц-2×1,5; 2Ц-2×1,1

органа тормоза. При подаче масла в цилиндр шток 17 и диск 16 поднимаются вверх, растормаживая машину. Для обеспечения надежной работы тормозов каждый пружинно-гидравлический привод имеет электрические блокировки от чрезмерного износа тормозных колодок и от понижения давления масла в гидросистеме.

На рис. 4.30 показана схема пружинного гидравлического безгрузового тормозного устройства, которая работает следующим образом. Масло из бака 1 насосами 2 через пластинчатый фильтр 3 и обратные клапаны 4 подается к разгрузочному клапану 15 и к электрогидравлическому устройству 14 включения предохранительного торможения с клапаном замедленного торможения 13. Через разгрузочный клапан 15 масло постоянно стекает в сливной бак (при работе маслостанции).

Для двухбарабанных машин установлен дополнительно кран стопорения 7, которым включаются тормоз переставного (холостого) барабана и механизм перестановки барабанов 5 и 6.

Если золотник электрогидравлического устройства 14 занимает верхнее положение, то масло поступает к регулятору давления 12.

В зависимости от положения рукоятки управления тормозом в обмотке электромагнита регулятора давления устанавливается определенная величина тока, а следовательно, и давления масла в цилиндрах 8 тормозных приводов. При этом большей величине тока в обмотке соответствует большее давление масла в цилиндрах и соответственно меньший тормозной момент. При уменьшении тока или его отсутствии давление в цилиндрах уменьшается и пружины, разжимаясь, затормаживают машину.

При нарушении нормального режима работы подъемной установки срабатывает защита, разрываются цепи питания электромагнита устройства включения предохранительного торможения и электромагнита регулятора давления и происходит предохранительное торможение.

Все устройства управления тормозом сконпированы в одну станцию управления, которая имеет две насосные установки, фильтры, обратные клапаны, электрогидравлический регулятор давления, электрогидравлическое устройство включения предохранительного тор-

можения, реле давления и разгрузочный клапан. Все узлы собраны на панели и соединены между собой трубопроводами и гибкими шлангами. Нормальная работа тормозного устройства контролируется с помощью конечных выключателей 9 и 10 (выключатель износа колодок ВИК и контроль растормаживания машины КРМ).

Пружинные пневматические грузовые тормозные устройства установлены на подъемных машинах Ц-3,5×2А и 2Ц-3,5×1,7А (рис. 4.31). Основные узлы этих тормозных устройств: исполнительный орган 1, пружинный пневматический грузовой привод тормоза 2, компрессорная установка с воздухохранилищем и пневматическая панель управления тормозом. Все узлы связаны между собой системой трубопроводов. Сжатый воздух тормозное устройство получает от двух компрессоров 4: рабочего и резервного. Идущий от компрессора воздух проходит температурный контроль — автоматический, осуществляемый термореле 5, и визуальный — термометром 6.

Электропневматический вентиль 7 позволяет значительно уменьшить пусковой момент компрессорного двигателя. Включаются и отключаются компрессор и электропневматический вентиль автоматически по импульсам электроконтактного манометра, установленного на воздухохранилище.

Питание сжатым воздухом можно осуществлять и от шахтной сети. Если давление в сети выше требуемого, то подачу воздуха следует осуществлять через редукционный клапан. Обратные клапаны 8 препятствуют выходу воздуха из воздухохранилища 10 через остановленные компрессоры. Через водомаслоотделитель 9 сжатый воздух попадает в воздухохранилище 10, оснащенный электроконтактным манометром 11 для поддержания давления в заданных пределах и предохранительным клапаном 12, не позволяющим создать в воздухохранилище чрезмерное давление.

Из воздухохранилища сжатый воздух поступает в панель управления тормозом 13, где может идти в следующих направлениях:

через клапаны КП-1, КП-2 и КП-3 к предохранительным цилиндрам тормозных приводов; через регулятор давления РД и клапаны КР-1, КР-2 и КР-3 к рабочим цилиндрам тормозных приводов;

через клапан КМ к механизму перестановки барабанов.

Каждая подъемная машина имеет два исполнительных органа тормоза, которые приводятся в действие своими приводами. Управление тормозами осуществляется следующим образом.

Клапаны КР-1, КР-2 и клапаны КП-1, КП-2 подключены параллельно и каждый из них соединяется только с одним цилиндром.

Клапаны КП-2 и КР-2 соединены с цилиндрами привода тормоза заклиненного барабана, а клапаны КП-1 и КР-1 соединены с цилиндрами привода тормоза переставного барабана. Такая схема позволяет управлять тормозами отдельно. Отключив клапаны КП-1 и КР-1, управляют тормозом заклиненного барабана.

Исполнительный орган тормоза — колодочного типа. Две тормозные колодки, охватывающие тормозной обод, шарнирно установлены на балках, которые замыкаются верхней горизонтальной тягой и угловым рычагом. При перемещении углового рычага вверх колодки расходятся и освобождают тормозной обод — машина растормаживается. Для затормаживания машины угловой рычаг необходимо переместить вниз и приложить к нему тормозное усилие.

Тормозное усилие на угловой рычаг передается от привода через шток, соединенный с поршнем рабочего цилиндра. Создается тормозное усилие блоком предварительно сжатых пружин. Нижний опорный диск пружинного блока укреплен на поршне рабочего цилиндра, а верхний опорный диск пружинного блока удерживается в неподвижном положении тягами, укрепленными на крышке рабочего цилиндра. Стремясь разжаться, пружинный блок перемещает вниз нижний опорный диск вместе с поршнем рабочего цилиндра и передает усилие на шток, связанный с угловым рычагом тормоза, вызывая затормаживание машины. При подаче сжатого воздуха в рабочий цилиндр поршень перемещается вверх, сжимает пружины и вызывает растормаживание машины.

Для нормальной работы необходимо, чтобы неподвижно удерживался рабочий цилиндр в верхнем положении, что достигается подачей сжатого воздуха в предохранительный цилиндр. При выпуске воздуха из предохранительного цилиндра груз, укрепленный на штоке рабочего цилиндра, перемещает последний вниз. Усилие груза передается на пружины и вызывает затормаживание машины.

Тормозной груз вызывает торможение машины и при заклинивании поршня рабочего цилиндра, а также при поломке пружины. В этом случае рабочий цилиндр будет перемещаться вниз до тех пор, пока верхняя крышка не упрется в поршень, перемещение которого вниз вызовет затормаживание машины.

Для прекращения действия предохранительного торможения необходимо рукоятку управления тормозом установить в положение «За-

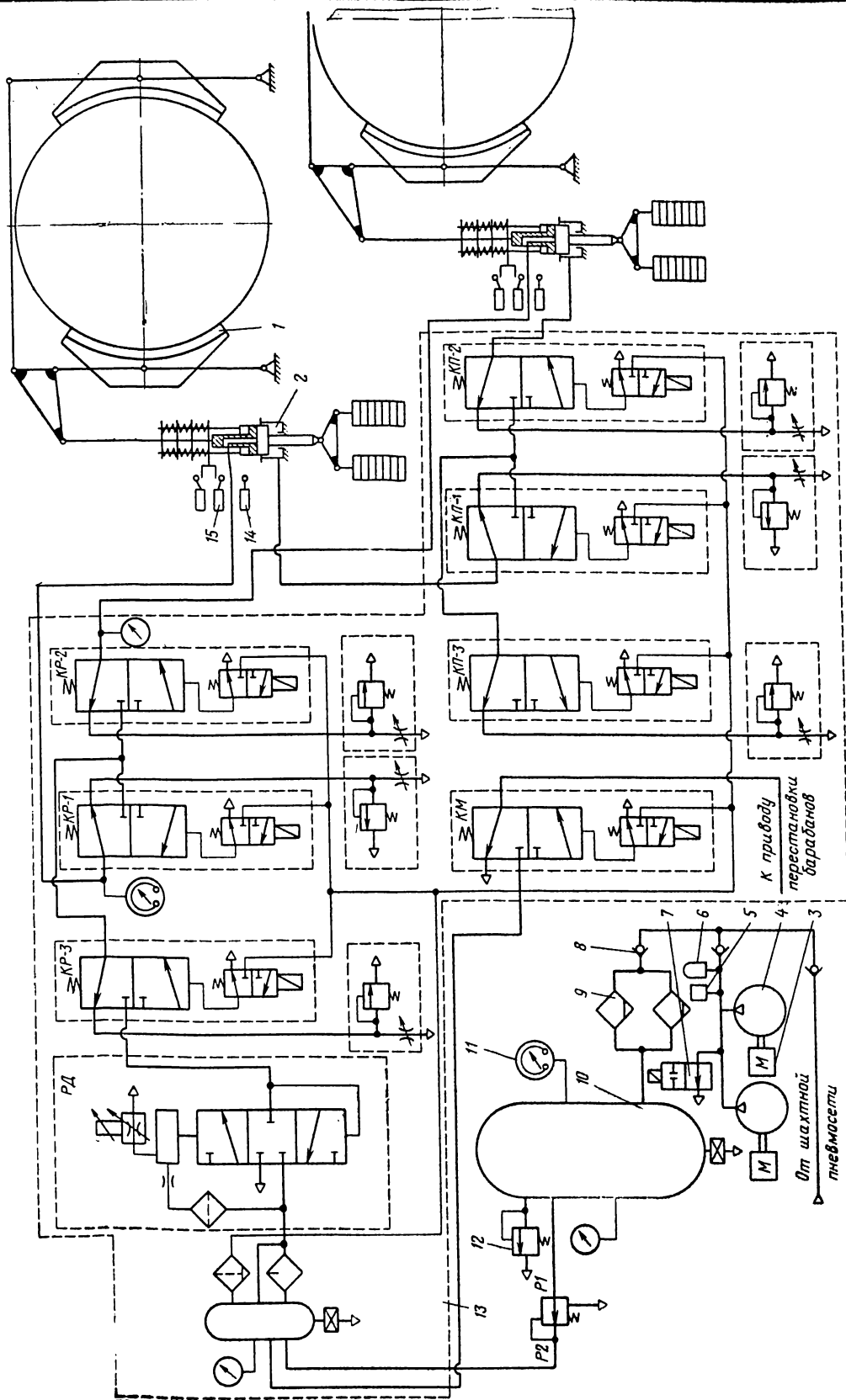


Рис. 4.31. Схема пружинного пневматического грузового тормозного устройства подъемных машин Ц-3,5×2А; 2Ц-3,5×1,7А

торможено». При этом включатся клапаны КП-1 и КП-2 и сжатый воздух поступит в цилиндры предохранительного торможения, переместив цилиндры рабочего торможения вместе с тормозными грузами в крайнее верхнее положение. Включаются также и клапаны КР-1 и КР-2, но воздух в рабочие цилиндры не поступает, так как магистраль перекрыта регулятором давления. Под действием сжатых пружин подъемная машина будет находиться в заторможенном состоянии.

Регулируемое рабочее торможение осуществляется машинистом с пульта управления машиной путем перемещения рукоятки управления тормозом 3. При перемещении рукоятки в направлении от себя регулятор давления впускает сжатый воздух в рабочие цилиндры, поршень рабочего цилиндра, перемещаясь вверх, сжимает пружины и растормаживает машину. Чем дальше перемещается рукоятка, тем больше давление в цилиндрах. Крайнему положению «Расторможено» соответствует максимальное давление воздуха, машина при этом будет полностью расторможена. При перемещении рукоятки в обратном направлении (на себя) давление в рабочих цилиндрах уменьшается и при крайнем положении рукоятки «Заторможено» доходит до нуля. Останавливая рукоятку в промежуточных положениях, можно получить требуемую величину тормозного момента.

Для стопорного торможения рукоятка управления тормозом устанавливается в положение «Расторможено» — регулятор может пропускать сжатый воздух с максимальным давлением, включаются клапаны КП-1 и КП-2 — рабочие цилиндры с тормозными грузами перемещаются в крайнее верхнее положение. Управление тормозами осуществляется автоматически клапанами КР-1 и КР-2. При поступлении сигнала на растормаживание клапаны КР-1 и КР-2 включаются и воздух с максимальным давлением поступает в рабочие цилиндры, производя полное растормаживание машины; при поступлении сигнала на затормаживание клапаны КР-1 и КР-2 отключаются, вызывая затормаживание машины.

Предохранительное торможение включается машинистом или автоматически при срабатывании средств защиты машины — вызываются разрыв цепи регулятора давления и отключение клапанов КР-1, КР-2, КП-1 и КП-2. Сжатый воздух из всех цилиндров выпускается, доступ его от воздухоборника перекрывается и машина затормаживается. Скорость истечения воздуха из цилиндров (т. е. скорость нарастания тормозного момента) регулируется дрос-

сельными устройствами, установленными на выходных отверстиях клапанов.

В тормозной системе предусмотрен ряд блокировок:

выключатель 14 быстродействующий тормозного привода ВБТП — не позволяет включить машину, если при «зарядке» тормозного привода рабочий цилиндр не дошел до верхнего положения;

выключатель 15 износа колодок ВИК — действует на предохранительный тормоз, если при износе тормозных колодок образовался зазор выше допустимого;

контроль растормаживания машины КРМ — отключает главный двигатель машины, если поршень рабочего цилиндра не дойдет до верхнего положения.

При перестановке барабанов сосуд переставного барабана устанавливается на верхней приемной площадке. Машина затормаживается предохранительным тормозом. Включается клапан КМ, воздух попадает в цилиндры механизма перестановки и переставной барабан отсоединяется от главного вала машины. Имеется блокировка, которая срабатывает в конце процесса расцепления, разрешая включать клапаны КП-2 и КР-2 и управлять тормозом заклиненного барабана. По окончании процесса перестановки сосудов барабан затормаживают и отключают клапан КМ. Переставной барабан снова сцепляется с главным валом машины.

Исполнительные органы, приводы тормозов и многие элементы тормозных систем барабанных подъемных машин Ц-3,5×2,4 и 2Ц-3,5×1,8 аналогичны тормозным устройствам многоканатных подъемных машин, поэтому описание их приводится в § 5 настоящей главы

Техническая характеристика исполнительных органов и приводов тормозов подъемных машин Ц-3,5×2,4 и 2Ц-3,5×1,8

Диаметр тормозного обода, мм	2900
Максимальный тормозной момент, кгс·м	36 600
Усилие на замыкающем рычаге, кгс	2 000
Передаточное число	18,7
Максимальное удельное давление на прессмасловую колодку, кгс/см ²	8,7
Расчетный коэффициент трения	0,3
Типоразмер привода тормоза	II
Диаметр цилиндра, мм:	
рабочего	300
предохранительного	340
Максимальный ход поршня, мм:	
рабочего	105
предохранительного	210

Максимальное давление воздуха в цилиндрах, кгс/см ²	6
Подъемное усилие поршня рабочего цилиндра (при давлении 5 кгс/см ²), кгс	3530
Масса, кг:	
исполнительного органа	3710
привода	740

Пружинные пневматические безгрузовые тормозные устройства устанавливаются на подъемных машинах с диаметром барабанов 2,5 и 3 м новейшей конструкции.

Новые тормозные устройства относительно ранее рассмотренных тормозных устройств имеют целый ряд существенных преимуществ (меньшее время холостого хода, меньшие габариты, масса и т. д.).

Пружинные пневматические безгрузовые тормозные устройства состоят из двух исполнительных органов, двух пружинных пневматических безгрузовых приводов, пневматической панели управления, компрессорной установки с воздухохранилищем и блокировок контроля работы тормозного устройства. Все узлы соединяются между собой системой трубопроводов.

Исполнительный орган пружинного пневматического тормозного устройства (рис. 4.32) состоит из тормозных колодок 9, шарнирно соединенных с тормозными балками 7. Тормозные балки установлены на опорах 11, зафиксированных на раме машины болтами и упорами. На тормозных колодках прикреплены прессмассовые фрикционные накладки 8. Последние крепятся к тормозным колодкам бол-

тами и дополнительно фиксируются упорами 3. Перемещение тормозных балок ограничивается с помощью регулируемого упора 10, который состоит из втулки и болта со сферической головкой. Требуемое положение упора фиксируется контргайками.

Угловой рычаг 4 шарниром 6 соединен с правой тормозной балкой, а горизонтальной тягой 2 и головкой 1 — с левой тормозной балкой. Тормозной привод подсоединяется к угловому рычагу тягой 5. Торможение осуществляется следующим образом. Угловой рычаг 4 поворачивается относительно шарнира 6 и через тягу 2 сближает тормозные колодки 9, прижимая их к тормозному ободу. Равномерное распределение зазора между ободом и тормозной колодкой осуществляется с помощью пружинного регулируемого звена 6.

Техническая характеристика исполнительных органов тормозных устройств подъемных машин

	2×3×1,5У 1×3×2У	2×2,5×1,2, 1×2,5×2
Диаметр тормозного обода, мм	3080	2200
Максимальный тормозной момент, тс·м	19	14,7
Усилие на замыкающем рычаге, кгс	1800	2300
Передаточное число	12	9,9
Максимальное удельное давление на прессмассовую тормозную колодку, кгс/см ²	3,7	5,5
Расчетный коэффициент трения		0,3

Таблица 4.10

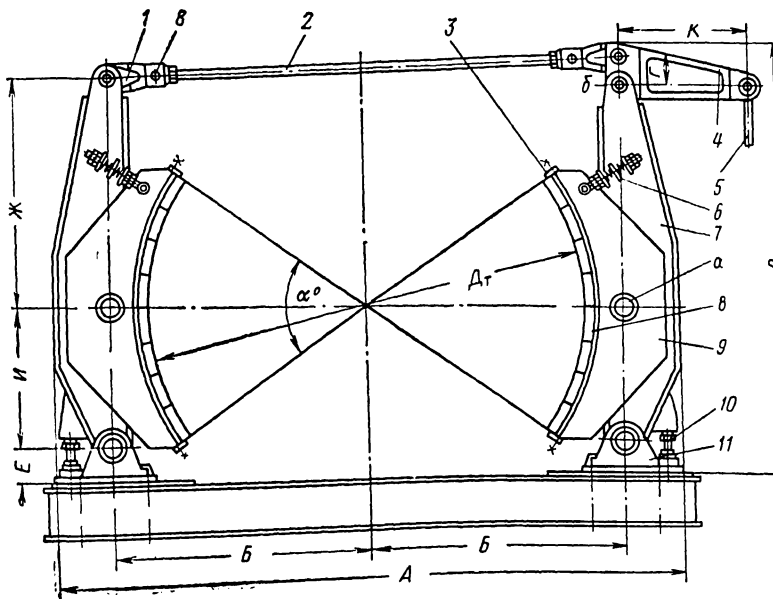


Рис. 4.32. Исполнительный орган тормоза подъемных машин 1×2,5×2; 2×2,5×1,2; 1×3×2У; 2×3×1,5У

Машины	Размер (см. рис. 4.32), мм				
	Д _т	А	Б	В	Г
1×3×2У 2×3×1,5У	3080	4364	1800	3015	200
1×2,5×2 2×2,5×1,2	2200	3322	1310	2340	170
Машины	Размер (см. рис. 4.32), мм				α, градус
	Е	Ж	И	К	
1×3×2У 2×3×1,5У	185	1580	950	900	70
1×2,5×2 2×2,5×1,2	170	1120	800	700	86

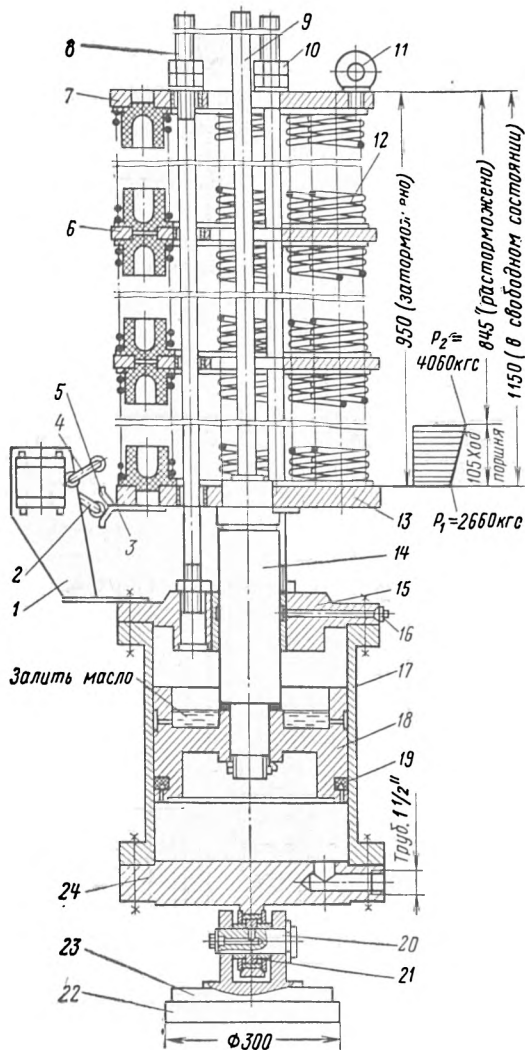


Рис. 4.33. Пружинный пневматический привод тормоза подъемных машин 1×2,5×2; 2×2,5×1,2; 1×3×2У; 2×3×1,5У

Размеры исполнительных органов в зависимости от типа подъемной машины приведены в табл. 4.10.

Тормозной привод (рис. 4.33) предназначен для создания тормозного усилия предварительно сжатыми пружинами 12, которые собраны в блок, состоящий из трех секций с восемью пружинами в каждой. Между секциями блока установлены промежуточные диски 6. Пружины верхней секции блока упираются в неподвижный опорный диск 7, который фиксируется тремя тягами 8 и гайками 10. Тяги укреплены на верхней крышке 15 тормозного цилиндра. Затяжка пружин блока производится гайками 10. Пружины нижней секции

опираются на подвижный опорный диск 13, установленный на штоке 14, на котором закреплен поршень 18, перемещающийся в тормозном цилиндре 17.

В кольцевой канавке поршня 18 установлена манжета 19. Для выхода воздуха из надпоршневой полости цилиндра в верхней крышке 15 имеются отдушины. Снизу цилиндр закрыт крышкой 24 с отверстием для подвода сжатого воздуха. Опора 23 болтами крепится к накладке 22, привариваемой к раме машины. Соединение тормозного привода с опорой 23 осуществляется с помощью валика 20 и шарнирного подшипника 21.

На тормозном приводе установлены конечные выключатели (КРМ и ВИК), срабатывающие от нажимов 3 и 5. Кронштейн 1 с конечными выключателями 2 и 4 крепится болтами к верхней крышке тормозного цилиндра 15. В случае неполного хода тормозного привода, вызванного понижением давления в сети или другими причинами, выключатель КРМ не дает возможности включить подъемные двигатели и одновременно включает предохранительное торможение. Выключатель ВИК контролирует степень износа фрикционных колодок и при достижении предельной величины износа также включает предохранительное торможение.

При выпуске воздуха из тормозного цилиндра пружинный блок под действием предварительно сжатых пружин 12 перемещает вниз подвижный опорный диск 13 вместе с поршнем 18 и передает усилие на тягу 9, соединенную с угловым рычагом тормоза, вызывая затормаживание машины. При подаче сжатого воздуха в цилиндр 17 поршень 18 поднимается вверх и через шток 14 и подвижный опорный диск 13 дополнительно сжимает пружины блока. Тяга 9, перемещаясь вверх, поднимает угловой рычаг тормоза, что приводит к растормаживанию машины. Величина затяжки пружинного блока определяется в зависимости от необходимой величины тормозного момента.

Смазка трущейся поверхности штока 14 и крышки 15 производится через масленку 16. Для производства монтажных и ремонтных работ на приводе предусмотрены грузоподъемные болты 11.

Техническая характеристика тормозного привода

Диаметр тормозного цилиндра, мм	340
Максимальный ход поршня, мм	105
Давление воздуха в цилиндре максимальное, кгс/см ²	6
Жесткость пружинного блока, кгс/мм	13,3

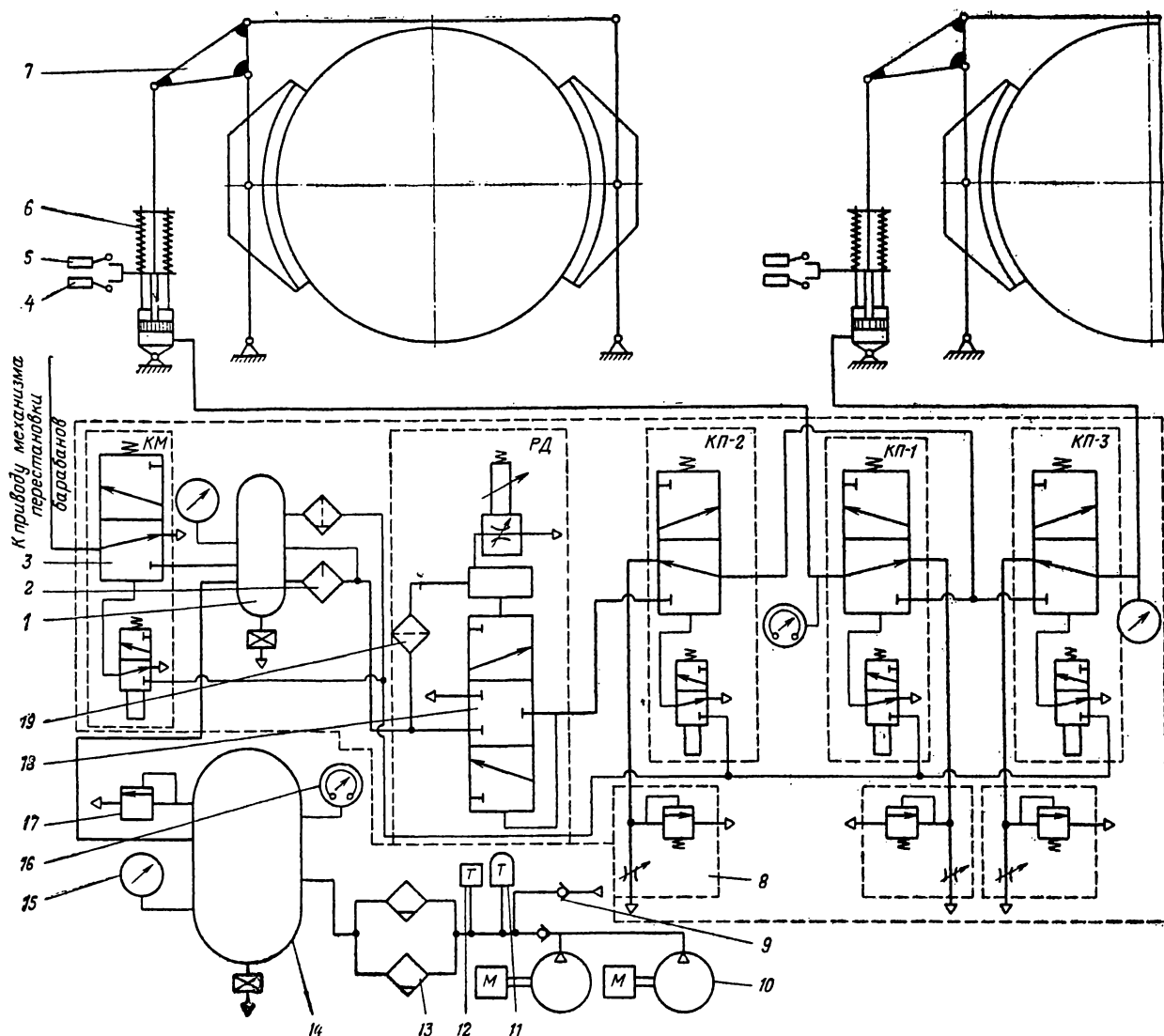


Рис. 4.34. Принципиальная схема пружинного пневматического тормозного устройства двухбарабанных подъемных машин $2 \times 2,5 \times 1,2$ и $2 \times 3,0 \times 1,5У$

Схема тормозного устройства двухбарабанных подъемных машин (рис. 4.34) работает следующим образом. Сжатый воздух тормозное устройство получает от одного из двух компрессоров 10. Температура воздуха контролируется с помощью термореле 11 и термометра 12. Питание сжатым воздухом можно осуществлять и от шахтной сети. Если давление воздуха в шахтной сети выше требуемого, то подачу его следует осуществлять через редукционный клапан. Обратные клапаны 9 препятствуют выходу воздуха из воздухохраника через компрессоры.

Из водомаслоотделителя 13 воздух попадает в воздухохраник 14, оснащенный манометром

для визуальных наблюдений 15, реле давления 16 для поддержания давления воздуха в заданных пределах и предохранительным клапаном 17, не позволяющим превышать в воздухохранике допустимое давление.

Из воздухохраника 14 сжатый воздух поступает в панель управления тормозом.

В панели тормоза двухбарабанных машин воздух из промежуточного воздухохраника 1 через маслораспылитель 2, регулятор давления 18 и клапаны КП-1, КП-2, КП-3 поступает в цилиндры тормозных приводов 6. Через клапаны КП-1 и КП-2 воздух поступает в привод тормоза заклиненного барабана, а через клапан КП-3 — в привод тормоза пере-

ставного барабана. Такая схема позволяет при перестановке барабанов управлять тормозами 7 раздельно. Через клапан КМ (3) воздух подается в цилиндры механизма перестановки.

Тормозное усилие создается блоком предварительно сжатых пружин, который при выпуске воздуха из цилиндра разжимается, затормаживая машину. При впуске воздуха в цилиндр пружинный блок сжимается и машина растормаживается.

Рабочее торможение осуществляется машинистом с пульта управления. Тормозной момент можно изменять от нуля до максимума электропневматическим регулятором давления 18. При уменьшении давления воздуха происходит увеличение тормозного момента, а при увеличении давления воздуха тормозной момент уменьшается.

Предохранительное торможение производится выпуском воздуха из тормозных цилиндров через клапаны КП-1 и КП-3. Клапан КП-2 является дублером клапана КП-1. Необходимое замедление при предохранительном торможении обеспечивается с помощью регулируемого выхлопного устройства и дроссельной шайбы, установленных на выпускном трубопроводе. Давление управления для клапанов КП, КР и КМ подается от воздухохраника 1 по отдельному трубопроводу через фильтр 19.

На тормозном устройстве имеются концевые выключатели 5 типа КРМ, которые срабатывают при полном растормаживании, и выключатели 4 типа ВИК, срабатывающие при достижении предельного суммарного зазора между ободом и тормозными колодками вследствие износа последних.

На двухбарабанных подъемных машинах устанавливается панель ПТ-8, на однобарабанных — ПТ-9. Для машин во взрывобезопасном исполнении применяются соответственно панели тормоза ПТ-8 «РВ» и ПТ-9 «РВ», отличающиеся исполнением регулятора давления и электромагнитных клапанов.

Конструктивно все панели управления тормозами выполнены в виде шкафа, который устанавливается на раме машины. Для удобства обслуживания на передней и задней стенках корпуса панели имеются двери. Основными элементами, непосредственно участвующими в управлении, являются регулятор давления и электропневматические клапаны.

В панелях управления тормозами подъемных машин нормального исполнения применяется регулятор давления РДБВ, для машин исполнения РВ — регулятор давления типа РДБВП.

§ 3. Крупные шахтные подъемные машины НКМЗ

Ново-Краматорский ордена Ленина и ордена Октябрьской Революции машиностроительный завод им. В. И. Ленина (НКМЗ) изготавливает шахтные подъемные машины с диаметром барабана 4—9 м, канатоемкостью до 1560 м, статическим натяжением каната 22—63 тс и разностью статических натяжений канатов 16—40 тс.

Крупные шахтные подъемные машины предназначены для оборудования вертикальных и наклонных подъемных установок шахт и рудников.

Они устанавливаются в закрытых помещениях с температурой воздуха 5—40° С и используются для подъема полезных ископаемых и породы, спуска и подъема людей, материалов и оборудования, для ревизии и осмотра ствола.

Подъемные машины изготавливаются с одним разрезным цилиндрическим барабаном диаметрами 4, 5 и 6 м, с двумя цилиндрическими барабанами диаметрами 4, 5 и 6 м или одним разрезным бицилиндроконическим барабаном диаметрами 8 и 9 м.

Крупные подъемные машины могут иметь правое или левое расположение привода, при этом их конструкции не отличаются, но в обоих случаях правый канат должен быть верхним, а левый — нижним.

Подъемные машины всех типоразмеров изготавливаются с редукторным и безредукторным приводами.

Конструкция машин допускает применение любых стальных канатов по стандартам в соответствии с Правилами безопасности, утвержденными Госгортехнадзором СССР.

Гарантийный срок машины — два года, ресурс до первого капитального ремонта — 45 000 ч, наработка на отказ механической части — не менее 30 000 ч, срок службы механической части машины — не менее 25 лет, зубчатого зацепления редуктора — не менее 10 лет.

Шахтные подъемные машины с одним цилиндрическим разрезным барабаном

Шахтные подъемные машины с одним цилиндрическим разрезным барабаном применяются для однослойной навивки каната на двухскиповых и двухклетевых подъемах, а также для однососудных подъемов с противовесом.

Особенность конструкции подъемных машин с одним цилиндрическим разрезным барабаном состоит в том, что при двухконцевом подъеме в ней используется для навивки двух канатов

одна и та же навивочная поверхность барабана. Указанные машины изготавливаются согласно ГОСТ 18115—72 следующих типоразмеров: ЦР-4×3/0,7, ЦР-5×3/0,6, ЦР-6×3/0,6 и ЦР-6×3,4/0,6.

По конструктивному исполнению все подъемные машины этого типа одинаковы, отличие составляют лишь размеры органов навивки, вала, подшипников, тормозного устройства, муфт, редукторов.

Основной узел машины — коренная часть — состоит из одного разрезного цилиндрического барабана — органа навивки каната, главного вала с подшипниками и расцепного устройства.

Для одновременной работы машины с двумя подъемными сосудами со смежных горизонтов, а также для быстрой регулировки длины канатов при их вытяжке одна из частей барабана (заклиненная) соединяется с валом-трубой болтами, а другая (переставная) — с помощью пружинного пневматического расцепного устройства зубчатого типа. Нижний канат, закрепленный на заклиненной части барабана, может навиваться только до разреза, т. е. до переставной части барабана. Верхний канат, закрепленный на переставной части барабана, переходит через разрез.

При выборе подъемной машины с одним цилиндрическим разрезным барабаном необходимо иметь в виду, что для нормального перехода каната через разрез (с переставной части на заклиненную) ось плоскости копрового шкива по отношению к разрезу должна быть смещена влево на 100—150 мм.

Переставная часть барабана отключается от трубы с цапфами с пульта управления машиниста путем подачи сжатого воздуха в цилиндры расцепного устройства, включается — тремя пакетами тарельчатых пружин при выпуске воздуха из цилиндра. При смене рабочего горизонта или для регулировки длины канатов переставная часть барабана при выключении расцепного устройства автоматически стопорится своим тормозом и может быть расторможена только после окончания указанных операций и включения расцепного устройства. Скорость движения сосудов при перестановке барабанов не должна превышать 0,3 м/с.

Каждая часть барабана подъемной машины имеет тормоз, обеспечивающий рабочее и предохранительное торможение. Он предназначен для удержания машины во время остановки, выполнения заданной диаграммы скорости в период нормальной работы, быстрого торможения и остановки машины в аварийных случаях.

При работе подъемной машины усилия двух тормозных приводов действуют на тормоза

машины совместно, а в момент выключения расцепного устройства — отдельно.

Тормоз машины — колодочный, с параллельным перемещением колодок и симметричным распределением удельных давлений по длине дуги колодки, что дает равномерный износ колодок.

Рабочее торможение машины — пневматическое, аварийное — пневмогрузовое.

Источником энергии при работе тормозной системы и расцепного устройства является сжатый воздух, поступающий под давлением из воздухохранивателя. Последний питается от воздушной магистрали шахты или от компрессорной установки, поставляемой заказчику вместе с подъемной машиной.

Система управления подъемной машины представляет собой комплекс механической, пневматической и электрической аппаратуры, связанной для взаимодействия необходимыми кинематическими и электрическими цепями.

Управление подъемной машиной производится с пульта, на котором расположены две рукоятки и сосредоточены измерительные приборы и сигнальная аппаратура. Узел управления оборудован необходимыми блокировочными устройствами и предохранительной аппаратурой, обеспечивающими контроль над соблюдением заданного режима работы подъемной машины. Компрессорная установка и маслостанция расположены в подвальном помещении машины.

В соответствии с требованиями правил техники безопасности подъемная машина имеет ограждения. Барабаны со стороны пульта управления закрыты специальным щитом, зубчатые и пружинные муфты — кожухами. Проемы фундамента, на котором монтируется машина, ограждены перилами.

Привод машины — электрический переменного или постоянного тока. Привод безредукторной машины — от тихоходного электродвигателя постоянного тока с питанием от генератора преобразовательного агрегата, устанавливаемого в отдельном помещении здания подъемной машины. При редукторном приводе подъемные машины с барабаном диаметром 4 м комплектуются одноступенчатым редуктором ЦО-18, с барабанами диаметром 5 и 6 м — одноступенчатым редуктором ЦО-22.

Редукторы ЦО-18 и ЦО-22 выполняются двухприводными с передаточными числами 10,5 и 11,5.

Как указывалось выше, существуют следующие подъемные машины с одним цилиндрическим разрезным барабаном: ЦР-4×3/0,7, ЦР-5×3/0,6, ЦР-6×3/0,6, ЦР-6×3,4/0,6, где

ЦР — подъемная машина с цилиндрическим разрезным барабаном; 4, 5 и 6 (первая цифра) — диаметр барабана; 3 и 3,4 (цифры в числителе) — общая рабочая ширина заклиненной части

Таблица 4.11

Параметры	Машина			
	ЦР-4×3/0,7	ЦР-5×3/0,6	ЦР-6×3/0,6	ЦР-6×3,4/0,6
Диаметр барабана, мм	4000	5000	6000	6000
Ширина барабана, мм:				
полная	3000	3000	3000	3400
заклиненной части	2300	2400	2400	2800
переставной части	700	600	600	600
Статическое натяжение канатов, тс, не более	25	28	32	36
Разность статических натяжений канатов тс, не более	16	21	24	27
Передаточное число редукторов	—	10,5	11,5	—
Скорость подъема, м/с, не более	12	14	16	16
Маховый момент машины, приведенный к тихоходному валу (без редукторов, электродвигателей, канатов и копровых шкивов), тс·м ² , не более	300	680	1200	1400
Маховый момент редуктора, приведенный к тихоходному валу, тс·м ² , не более:				
при передаточном числе 10,5	91	250	250	250
при передаточном числе 11,5	98	280	280	280
Масса машины (без редуктора и электрооборудования), т, не более	70	94	116	140
Масса редуктора, т, не более:				
ЦО-18	38	—	—	—
ЦО-22	—	64	64	64

Таблица 4.13

Машины	Размер (см. рис. 4.35—4.37), мм											
	D	B	B ₁	a	b	c	d		f	g	h	k
ЦР-4×3/0,7	4000	3000	700	530	3370	700	750	1640	1407,5	1800	600	6600
ЦР-5×3/0,6	5000	3000	600	570	3470	700	770	1990	1527,5	2200	720	6800
ЦР-6×3/0,6	6000	3000	600	570	3470	700	770	1990	1527,5	2200	720	6800
ЦР-6×3,4/0,6	6000	3400	600	570	3900	750	—	—	—	—	720	6800

барабана; 0,7 и 0,6 (цифры в знаменателе) — ширина переставной части барабана в метрах.

Машина с редукторным приводом состоит из коренной части, редуктора, тормоза, тормозных приводов, пневматической системы, установки аппарата задания и контроля скорости (АЗК), дублирующего ограничителя скорости, смазочной системы, зубчатой муфты, электродвигателя, пульта управления, пружинных муфт.

Пневматическая система, установка АЗК, дублирующий ограничитель скорости и пульт управления являются унифицированными для всех машин; остальные узлы также унифицированы, но имеют несколько типоразмеров. У машин с безредукторным приводом редуктор и пружинные муфты отсутствуют.

Техническая характеристика подъемных машин типа ЦР приведена в табл. 4.11.

Наибольшая высота подъема при различных шагах нарезки барабанов указана в табл. 4.12 (в ее значение не входят пять витков трения и 30 м каната на испытание).

На рис. 4.35 показана шахтная подъемная машина типа ЦР с редукторным приводом, на рис. 4.36 — машина типа ЦР с безредукторным приводом.

Размеры машины ЦР-4×3/0,7 с редуктором ЦО-18, машин ЦР-5×3/0,6 и ЦР-6×3/0,6 с редуктором ЦО-22 и машины ЦР-6×3,4/0,6 без редуктора приведены в табл. 4.13.

Узел коренной части машин типа ЦР с одним цилиндрическим разрезным барабаном приве-

Таблица 4.12

Машины	Наибольшая высота подъема, м, при шаге нарезки барабана, мм								
	34	37	40	44	48	52	56	62	68
ЦР-4×3/0,7	729	660	602	536	481	435	—	—	—
ЦР-5×3/0,6	—	875	799	713	642	581	529	—	—
ЦР-6×3/0,6	—	—	964	861	776	703	641	563	499

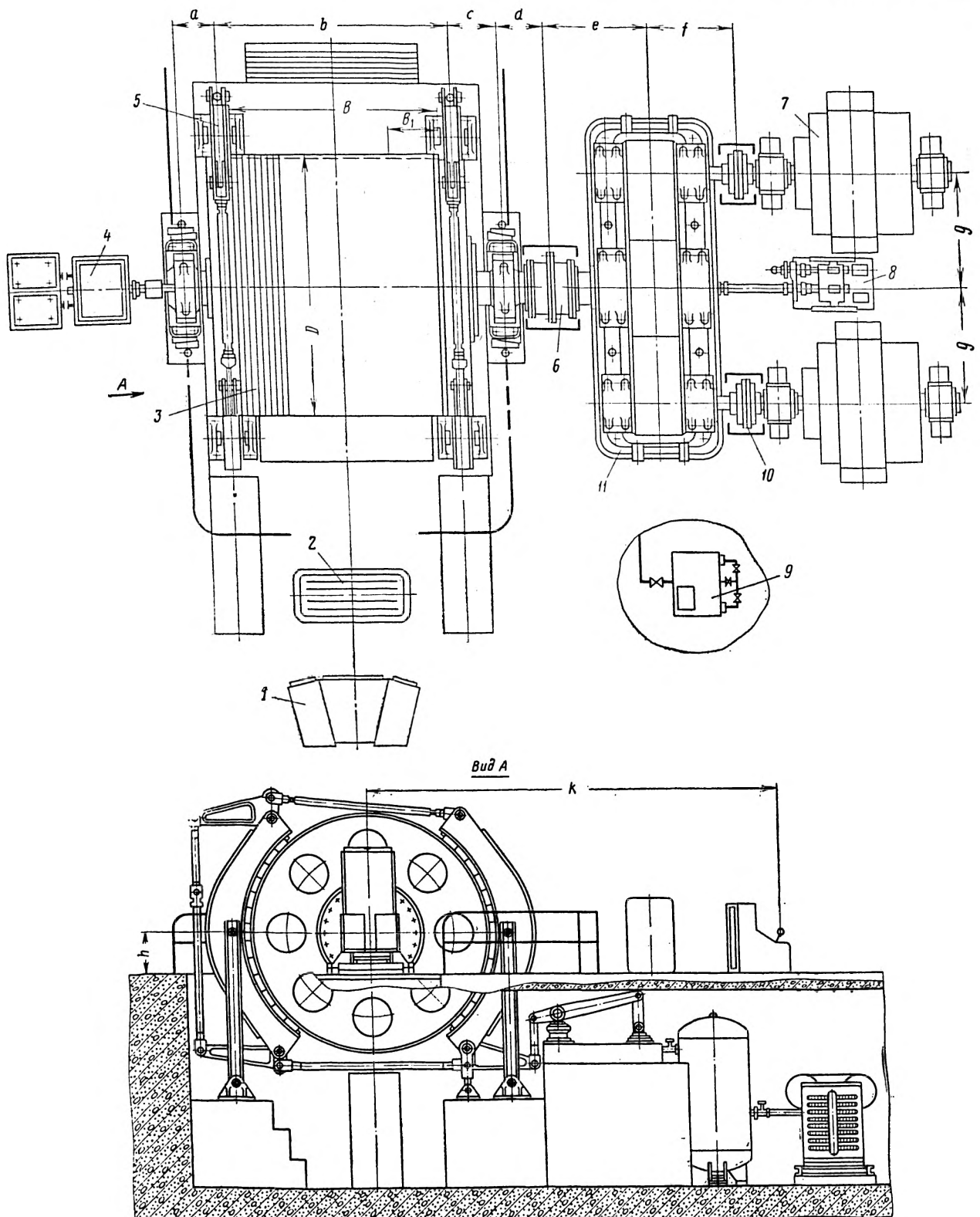


Рис. 4.35. Шахтная подъемная машина типа ЦР с редукторным приводом:

1 — пульт управления; 2 — панель управления тормозом; 3 — коренная часть; 4 — аппарат АЗК; 5 — тормозная система; 6 — зубчатая муфта; 7 — электродвигатель; 8 — установка дублирующего ограничения скорости; 9 — смазочная система; 10 — пружинная муфта; 11 — редуктор

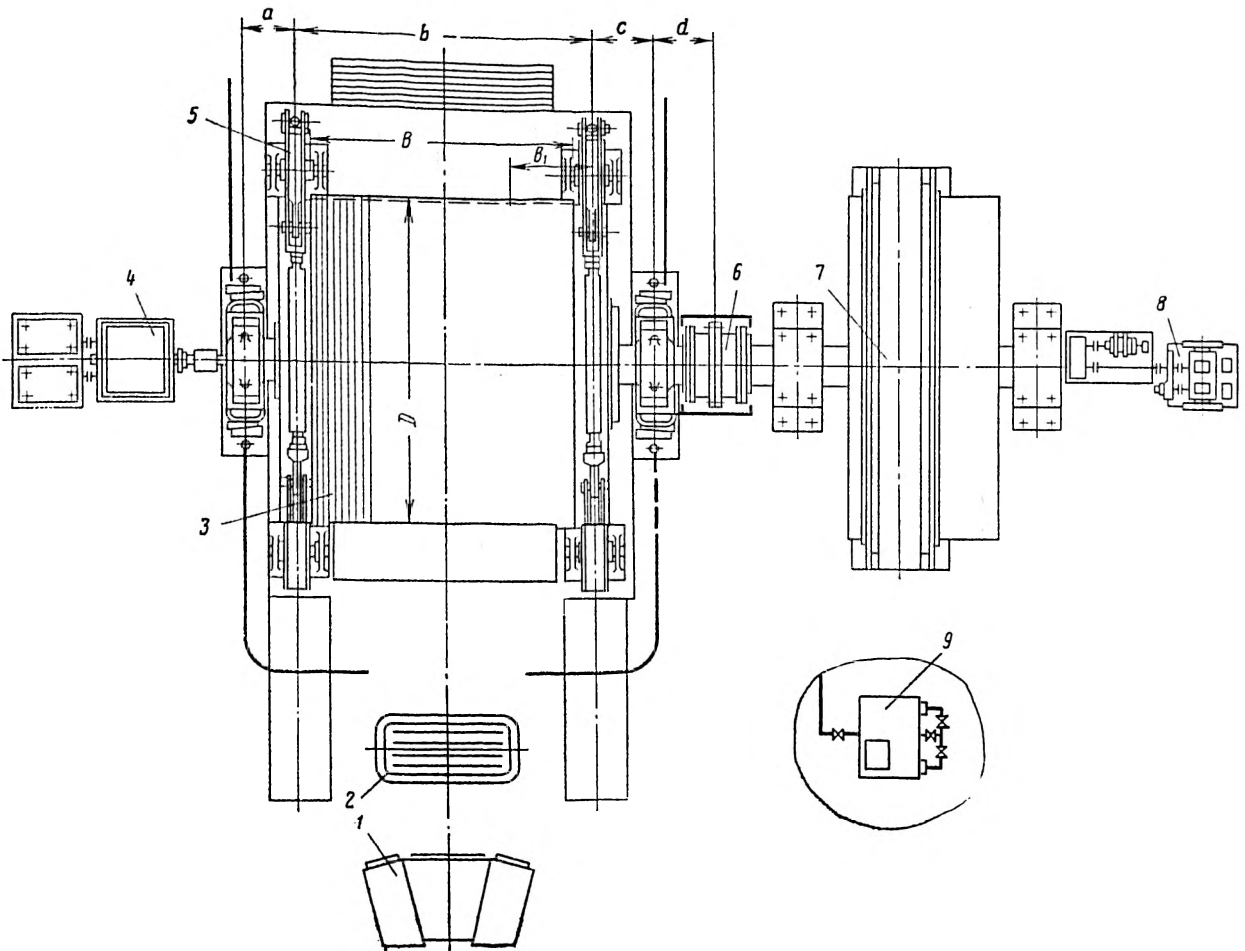


Рис. 4.36. Шахтная подъемная машина типа ЦР с безредукторным приводом (вид в плане):

1 — пульт управления; 2 — панель управления тормозом; 3 — коренная часть; 4 — аппарат АЗК; 5 — тормозная система; 6 — зубчатая муфта; 7 — электродвигатель; 8 — установка дублирующего ограничения скорости; 9 — смазочная система

Таблица 4.14

Шаг нарезки, мм	Диаметр каната для типоразмеров машин, мм, не более			
	ЦР-4 × 3/0,7	ЦР-5 × 3/0,6	ЦР 6 × 3/0,6	ЦР-6 × 3,4/0,6
43	32	—	—	—
37	35	—	—	—
40	38	38,0	35,5	—
44	42	41,0	39,5	39,5
48	46	45,5	43,5	43,5
52	50	49,5	47,0	47,0
56	—	53,5	50,5	50,5
62	—	—	57,0	57,0
68	—	—	63,0	63,0

ден на рис. 4.37. Коренная часть состоит из пустотелого коренного вала с цапфами 2, опирающегося на подшипники качения 4 и 8, разрезного цилиндрического барабана 1, узкая часть которого служит переставной частью навивочного органа и может вращаться на роликовой опоре 6, а широкая часть закреплена на валу и является заклиненной частью барабана.

Барабан машины — сварной конструкции с внутренними кольцами жесткости. Каждая часть барабана по наружной поверхности имеет винтовую нарезку под канат, которая делается заводом по диаметру каната, указанному в анкете на заказ машины. Величина шага нарезки в зависимости от диаметра каната приведена в табл. 4.14.

Тормозной обод обрабатывается на заводе предварительно с припуском на диаметр до

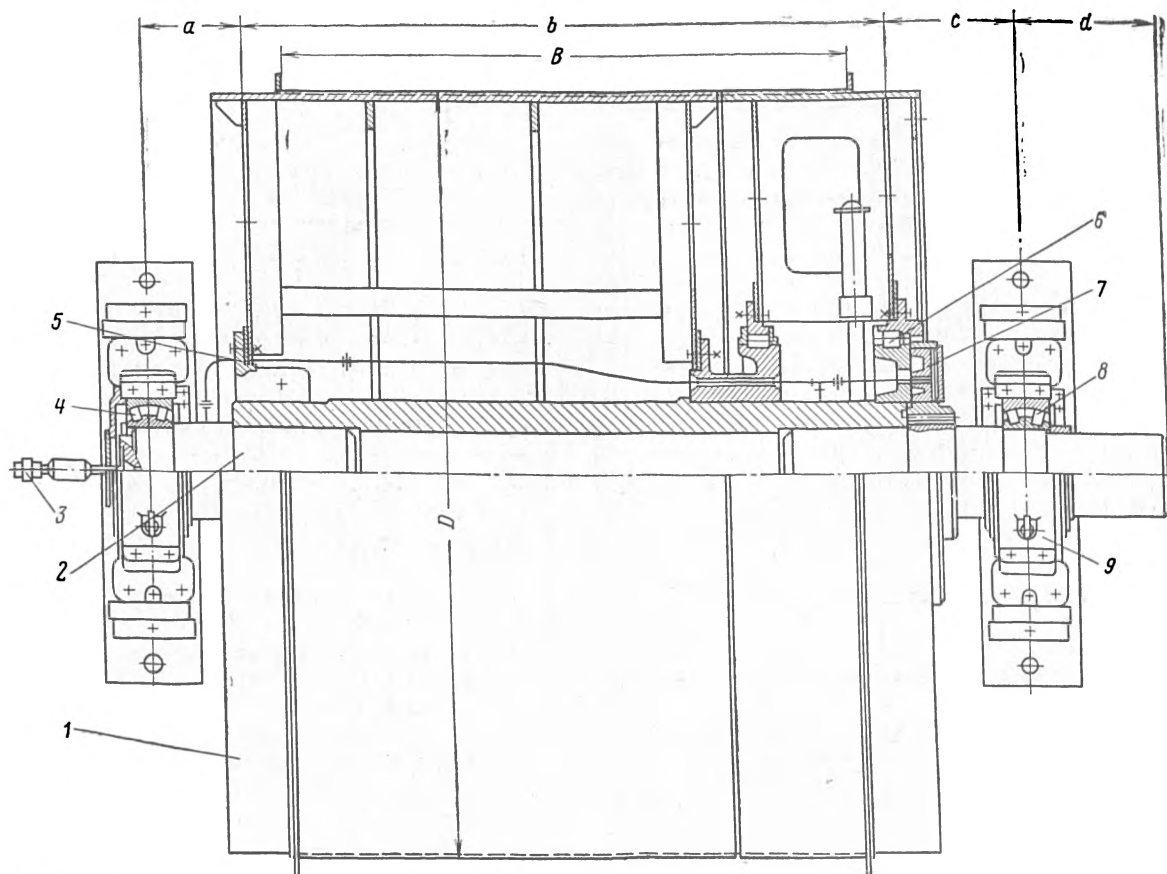


Рис. 4.37. Узел коренной части машин типа ЦР

6 мм. Окончательная обработка и шлифовка тормозных ободов до чертежных размеров производится заказчиком при монтаже после окончательной сварки барабана.

Опорами коренного вала служат сферические двухрядные роликоподшипники, установленные в разъемные корпуса 9. Левая опора зафиксирована от перемещений, правая — выполнена плавающей для компенсации теплового удлинения вала. На обеих опорах применен один и тот же тип подшипника.

Размеры и номера подшипников приведены в табл. 4.15.

На боковой крышке корпуса левого подшипника установлен узел привода аппарата задания и контроля хода машины 3 типа АЗК.

Заклиненная часть барабана крепится к валу машины с помощью болтов и ступиц. Левая ступица 5 изготовлена из двух половин, правая — цельная, насажена на вал-трубу по прессовой посадке. Переставная часть устанавливается на трубе посредством вращающейся

Таблица 4.15

Машины	Подшипник	
	номер	размеры, мм
ЦР-4×3/0,7	3003792 ГПЗ НМ 58—65	760×460×240
ЦР-5×3/0,6	30037/600 ГПЗ НМ 58—65	980×600×300
ЦР-6×3/0,6	30037/600 ГПЗ НМ 58—65	980×600×300
ЦР-6×3,4/0,6	30037/600 ГПЗ НМ 58—65	980×600×300

опоры 6, состоящей из роликов и двух опорных венцов — внутреннего и наружного. С валом машины переставная часть соединяется с помощью расцепного устройства 7, состоящего из подвижного зубчатого венца, на котором установлены три пневматических цилиндра и пружины нажимного устройства. При подаче сжатого воздуха в цилиндры пружины переменяют зуб-венеч по валу, выводят его из зацепления с наружным венцом и сжимают пружины нажимного устройства. Переставная часть барабана отсоединяется от трубы с цапфами и последняя с заклиненной частью барабана проворачивается на роликах относительно переставного барабана.

При выпуске сжатого воздуха из цилиндров зуб-венеч под действием пружины нажимного устройства возвращается в исходное положение.

Двухбарабанные подъемные машины

Шахтные подъемные машины с двумя цилиндрическими барабанами предназначены для обслуживания грузовых, грузо-людских и людских подъемных установок вертикальных и наклонных стволов шахт. Они применяются на двухскиповых, двухклетевых и однососудных подъемах с противовесом.

Отличительная особенность двухбарабанных подъемных машин состоит в том, что эти машины обеспечивают одновременную работу подъемной установки с несколькими горизонтами, расстояние между которыми определяется канатоемкостью одного барабана.

Для обеспечения возможности работы одновременно двумя подъемными сосудами с нескольких горизонтов, а также для регулировки длины канатов при их вытяжке машины оборудованы пружинным пневматическим расцепным устройством зубчатого типа, управление которым производится дистанционно с пульта управления.

Двухбарабанные подъемные машины серийно изготавливаются Ново-Краматорским ордена Ленина и ордена Октябрьской Революции машиностроительным заводом им. В. И. Ленина с параметрами согласно ГОСТ 18115—72 следующих типов: 2Ц-4×1,8, 2Ц-4×2,3, 2Ц-5×2,4, 2Ц-5×2,8, 2Ц-6×2,4, 2Ц-6×2,8, 2Ц-6×2,8У.

Подъемные машины 2Ц-4×1,8, 2Ц-4×2,3, 2Ц-5×2,4, 2Ц-6×2,4, 2Ц-6×2,8 допускают двухслойную навивку, а машины 2Ц-5×2,8 и 2Ц-6×2,8У предназначены только для однослойной навивки.

Машины 2Ц-4×1,8, 2Ц-4×2,3, 2Ц-5×2,3, 2Ц-6×2,4 изготавливаются, как правило, с ре-

дукторным приводом, а 2Ц-5×2,8, 2Ц-6×2,8, 2Ц-6×2,8У — с безредукторным.

При редукторном приводе машины с барабаном диаметром 4 м комплектуются редуктором ЦО-18 и ЦД-20, с барабанами диаметрами 5 и 6 м — редуктором ЦО-22.

Двухбарабанные подъемные машины имеют следующие обозначения: 2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3; 2Ц-5×2,4; 2Ц-5×2,8; 2Ц-6×2,4; 2Ц-6×2,8; 2Ц-6×2,8У; 2Ц-4×1,8Д; 2Ц-4×2,3Д; 2Ц-5×2,4Д; 2Ц-6×2,4Д, где 2Ц — подъемная машина с двумя цилиндрическими барабанами; 4,5 и 6 (первая цифра) — диаметр барабана; 1,8; 2,3; 2,4; 2,8 (вторая цифра или группа цифр) — рабочая ширина одного барабана; У — усовершенствованная; Д — машина допускает двухслойную навивку канатов на барабаны.

Техническая характеристика шахтных двухбарабанных подъемных машин приведена в табл. 4.16 и 4.17.

Максимальная высота подъема при различных шагах нарезки барабанов с однослойной и двухслойной навивками каната указана соответственно в табл. 4.18 и 4.19. В ее значение не входят 5 витков трения и 30 м каната на испытания, а для машин с двухслойной навивкой — 5 витков трения, 4,5 витка, связанные с передвижкой каната на участке перехода каната с первого на второй слой, и 30 м каната на испытания.

По конструктивному исполнению все двухбарабанные подъемные машины имеют одинаковую конструкцию; отличия составляют размеры органов навивки, подшипников, тормозных устройств, муфт, редукторов, размеры и конструкция коренных валов.

Машина с редукторным приводом состоит из следующих основных узлов: коренная часть, редуктор, тормоз, тормозные приводы, пневматическая система, установка аппарата задания и контроля скорости (АЗК), дублирующий ограничитель скорости, смазочная система, зубчатая муфта, пружинные муфты, электродвигатели, пульт управления.

Основной узел машины — коренная часть — состоит из двух цилиндрических барабанов — органов навивки канатов, главного вала с подшипниками и расцепного устройства.

Отключается переставной барабан от вала машины с пульта управления машиниста путем подачи сжатого воздуха в цилиндры расцепного устройства, включается — тремя пакетами тарельчатых пружин при выпуске воздуха из цилиндра. Для перестановки барабанов при смене горизонтов или регулировки длины канатов переставной барабан при выключении расцепного устройства автоматически стопо-

Таблица 4.16

Параметры	Машина						
	2Ц-4x1,8	2Ц-4x2,3	2Ц-5x2,4	2Ц-5x2,8	2Ц-6x2,4	2Ц-6x2,8	2Ц-6x2,8У
Диаметр барабана, мм	4000	4000	5000	5000	6000	6000	6000
Ширина барабана, мм:							
полная	1800	2300	2400	2800	2400	2800	2800
заклиненной части	1800	2300	2400	2800	2400	2800	2800
Статическое натяжение канатов, тс, не более	22	25	28	56	32	36	56
Разность статических натяжений канатов, тс, не более	16	16	21	40	24	27	40
Передаточное число редукторов	—	10,5	11,5	—	—	—	—
Скорость подъема, м/с, не более	12	14	16	14	16	16	16
Маховый момент машины, приведенный к тихоходному валу (без редукторов, электродвигателей, канатов и копровых шкивов, тс·м ² , не более	360	500	1000	4400	2000	2500	6400
Маховый момент редуктора, приведенный к тихоходному валу, тс·м ² , не более:							
при передаточном числе 10,5	91	250	250	—	250	250	—
при передаточном числе 11,5	98	280	280	—	280	280	—
Масса машины (без редуктора и электрооборудования), т, не более	77	99	128	220	156	188	245

Таблица 4.17

Параметры	Машина				
	2Ц-4x1,8Д	2Ц-4x2,3Д	2Ц-5x2,4Д	2Ц-6x2,4Д	2Ц-6x2,8Д
Диаметр барабана, мм	4000	4000	5000	6000	6000
Ширина барабана, мм:					
полная	1800	2300	2400	2400	2800
заклиненной части	1800	2300	2400	2400	2800
переставной части	1800	2300	2400	2400	2800
Статическое натяжение канатов, тс, не более	22	25	28	32	36
Разность статических натяжений канатов, тс, не более	16	16	21	24	27
Передаточное число редукторов	—	10,5	11,5	—	—
Скорость подъема, м/с, не более	12	14	16	16	16
Маховый момент машины, приведенный к тихоходному валу (без редукторов, электродвигателей, канатов и копровых шкивов), тс·м ² , не более	520	710	1500	2700	3600
Маховый момент редуктора, приведенный к тихоходному валу, тс·м ² , не более:					
при передаточном числе 10,5	91	250	250	250	250
при передаточном числе 11,5	98	280	280	280	280
Масса машины (без редуктора и электрооборудования), т, не более	86	110	144	177	213

Таблица 4.18

Машины	Максимальная высота подъема, м, при шаге нарезки барабана, мм								
	34	37	40	44	48	52	56	62	68
2Ц-4×1,8	554	550	453	393	360	323	—	—	—
2Ц-4×2,3	739	670	611	546	491	445	—	—	—
2Ц-5×2,4	—	887	810	725	653	593	541	—	—
2Ц-6×2,4	—	—	979	876	790	716	655	577	413
2Ц-5×2,8	—	—	—	—	—	—	—	577	515
2Ц-6×2,8	—	—	—	1047	947	863	790	699	624
2Ц-6×2,8У	—	—	—	—	—	—	—	699	624

Таблица 4.19

Машины	Максимальная высота подъема, м, при шаге нарезки барабана, мм								
	34	37	40	44	48	52	56	62	68
2Ц-4×1,8Д	1170	1060	970	855	780	710	—	—	—
2Ц-4×2,3Д	1540	1405	1285	1155	1045	950	—	—	—
2Ц-5×2,4Д	—	1845	1690	1520	1360	1255	1155	—	—
2Ц-6×2,4Д	—	—	2035	1825	1635	1510	1385	1230	1000
2Ц-6×2,8Д	—	—	—	2170	1970	1805	1640	1475	1325

рится своим тормозом и может быть расторможен только после окончания указанных операций после включения расцепного устройства.

Все остальные узлы машин по принципу действия, конструктивному исполнению и техническим характеристикам аналогичны узлам подъемных машин с цилиндрическим разрезным барабаном.

Шахтные подъемные машины 2Ц-4×1,8, 2Ц-4×2,3, 2Ц-5×2,4 и 2Ц-6×2,4 одинаковы по конструкции и отличаются друг от друга только нагрузочными характеристиками, размерами и сменными узлами в зависимости от типа привода. Подъемные машины 2Ц-5×2,8, 2Ц-6×2,8, 2Ц-6×2,8У имеют также одинаковую конструкцию и отличаются от машин 2Ц-4×1,8, 2Ц-4×2,3, 2Ц-5×2,4 и 2Ц-6×2,4 конструкцией основного узла машины — коренной части.

Коренная часть подъемных машин предназначена для осуществления навивки и свивки ветвей канатов, закрепленных на каждом барабане, что обеспечивает одновременный подъем и спуск подвешенных к канатам подъемных сосудов; перестановки подъемных сосудов с одного горизонта на другой и регулировки длины канатов с помощью расцепного устройства.

Таблица 4.20

Шаг нарезки, мм	Диаметр каната для типоразмеров машин, мм, не более					
	2Ц-4×1,8	2Ц-5×2,4	2Ц-6×2,4	2Ц-6×2,8	2Ц-5×2,8	2Ц-6×2,8У
34	32	—	—	—	—	—
37	35	—	—	—	—	—
40	38	38,0	35,5	—	—	—
44	42	41,0	39,5	39,5	—	—
48	46	45,5	43,5	43,5	—	—
56	50	49,5	47,0	47,0	—	—
56	—	53,5	50,5	50,5	—	—
62	—	—	57,0	57,0	57	57
68	—	—	63,0	63,0	63	63
70	—	—	—	—	—	—

Узел коренной части подъемных машин 2Ц-4×1,8, 2Ц-4×2,3, 2Ц-5×2,4, 2Ц-6×2,4 показан на рис. 4.38. Он состоит из двух цилиндрических барабанов 1, установленных на валу машины 2. Барабаны по наружной поверхности имеют винтовую нарезку под канат. Эта нарезка производится заводом по диаметру каната, указанному в анкете на заказ машины. Величина шага нарезки барабанов в зависимости от диаметра каната выбирается по табл. 4.20.

Тормозной обод обрабатывается на заводе предварительно с припуском на диаметр до 6 мм. Окончательная обработка и шлифовка тормозных ободов до чертежных размеров делается заказчиком при монтаже после окончательной сварки барабанов.

Опорами вала служат сферические двухрядные роликоподшипники 3 и 9, установленные в разъемные корпуса 4 и 10. Левая опора зафиксирована от перемещений, правая — выполнена плавающей для компенсации температурных изменений размеров вала. На обеих опорах применен один и тот же тип подшипника.

Размеры и номера подшипников опор заклиненного барабана приведены в табл. 4.21.

На боковой крышке левого подшипника крепится узел привода 5 типа АЗК.

Заклиненный барабан крепится к валу машины с помощью болтов и ступиц. Левая ступица 8 изготовлена из двух половин. Прессовая посадка ее на вал обеспечивается за счет затяжки в нагретом состоянии двух шпилек,

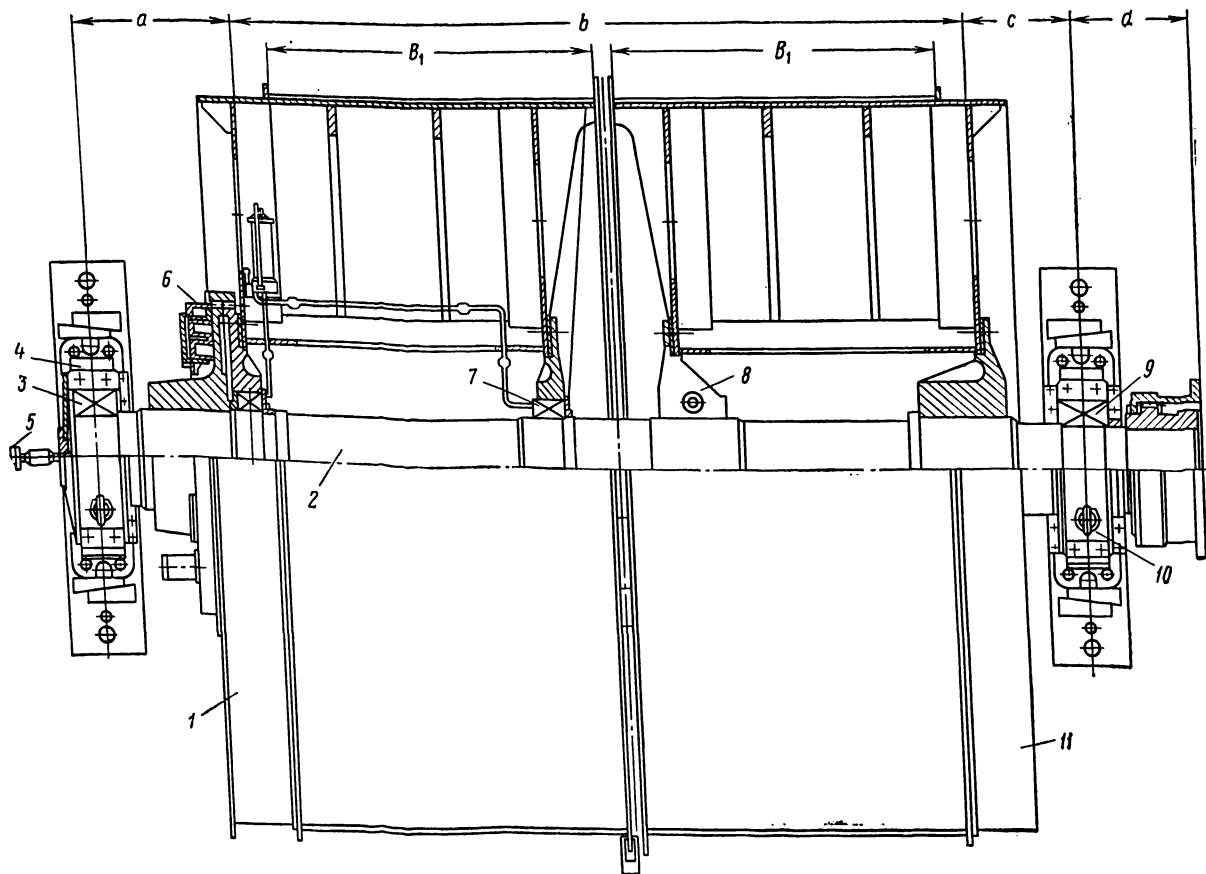


Рис. 4.38. Узел коренной части двухбарабанных подъемных машин 2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3; 2Ц-5×2,4; 2Ц-6×2,4

установленных в ступице. Правая ступица — цельная, посажена на вал по прессовой посадке.

Переставной барабан 11 устанавливается на вал на подшипниках 6. С валом машины переставной барабан соединяется расцепным устройством 7, состоящим из подвижного зубча-

того венца с крышкой, на которой установлены три пневматических цилиндра и пружины нажимного устройства. При подаче сжатого воздуха в цилиндры, последние перемещают зуб-венцы, выводят его из зацепления неподвижным венцом и сжимают пружины нажимного устройства. При этом переставной барабан от-

Таблица 4.21

Машины	Подшипник	
	номер	размеры, мм
2Ц-4×1,8	3003792 ГПЗ НМ 58—65	760×460×240
2Ц-4×2,3	3003792 ГПЗ НМ 58—65	760×460×240
2Ц-5×2,4	30037/600 ГПЗ НМ 58—65	980×600×300
2Ц-5×2,8	30037/600 ГПЗ НМ 58—65	980×600×300
2Ц-6×2,4	30037/600 ГПЗ НМ 58—65	980×600×300
2Ц-6×2,8	30037/600 ГПЗ НМ 58—65	980×600×300

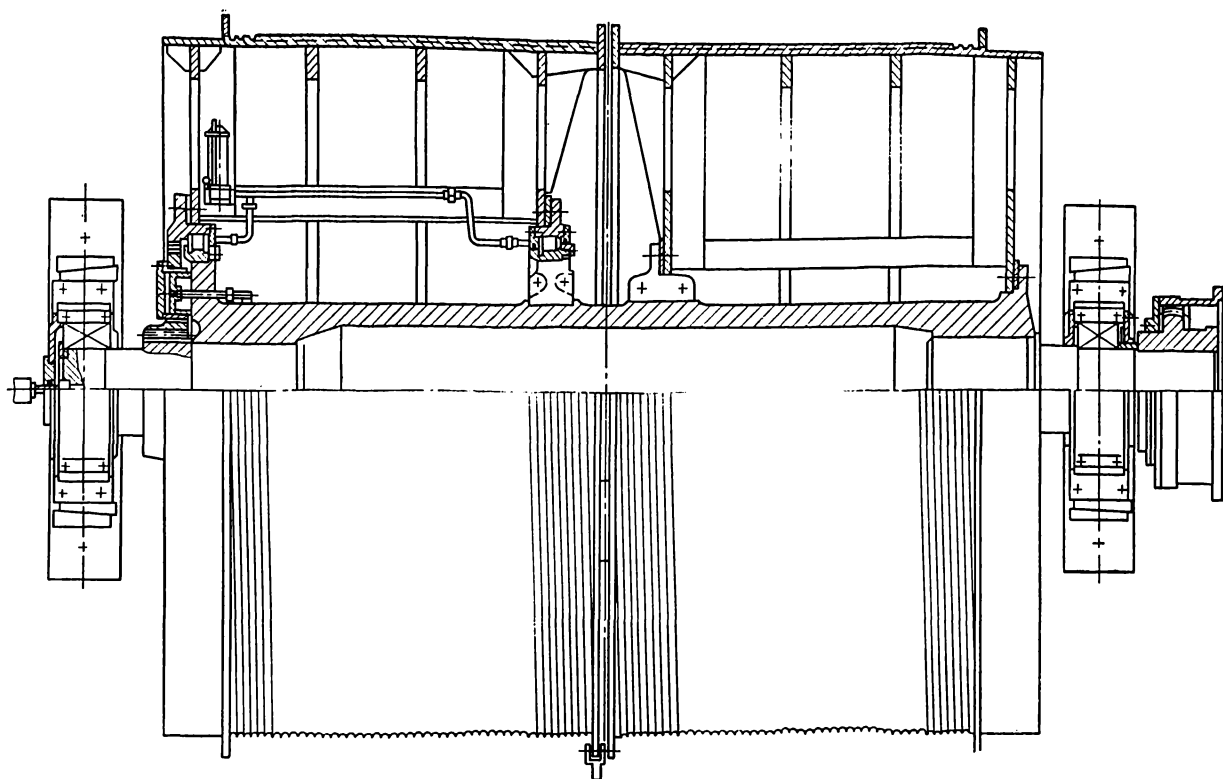


Рис. 4.39. Узел коренной части двухбарабанных подъемных машин 2Ц-5×2,8; 2Ц-6×2,8; 2Ц-6×2,8У

соединяется от вала, а заклиненный барабан может проворачиваться вместе с валом относительно переставного. При выпуске сжатого воздуха из цилиндров зуб-венец под действием пружин нажимного устройства возвращается в исходное положение.

Размеры и номера подшипников опор переставного барабана приведены в табл. 4.22.

Коренная часть подъемных машин 2Ц-5×2,8; 2Ц-6×2,8; 2Ц-6×2,8У показана на рис. 4.39. Она отличается от коренной части подъемных машин 2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3; 2Ц-5×2,4; 2Ц-6×2,4 конструкцией вала. Значительные нагрузочные характеристики и собственные веса указанных выше машин обусловили применение

в качестве вала машины мощной ковanej трубы с запрессованными цапфами.

На рис. 4.40 показаны шахтные подъемные машины 2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3; 2Ц-5×2,4; 2Ц-6×2,4 с одноступенчатым редуктором. На рис. 4.41 даны машины 2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3 с двухступенчатым редуктором, на рис. 4.42 — машины 2Ц-5×2,4; 2Ц-5×2,8; 2Ц-6×2,4; 2Ц-6×2,8 с безредукторным приводом.

Размеры машин 2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3 с редуктором ЦО-18 и ЦД-20, машин 2Ц-5×2,4; 2Ц-6×2,4; 2Ц-6×2,8 с редуктором ЦО-22, машин 2Ц-5×2,8; 2Ц-6×2,8; 2Ц-6×2,8У с безредукторным приводом приведены в табл. 4.23.

Таблица 4.22

Машины	Подшипник	
	номер	размеры, мм
2Ц-4×1,8	30031/530 ГПЗ НМ 58—65	530×780×185
2Ц-4×2,3	30031/530 ГПЗ НМ 58—65	530×780×185
2Ц-5×2,4	37/680 ГПЗ НМ 58—65	680×920×153
2Ц-6×2,4	37/680 ГПЗ НМ 58—65	680×920×153

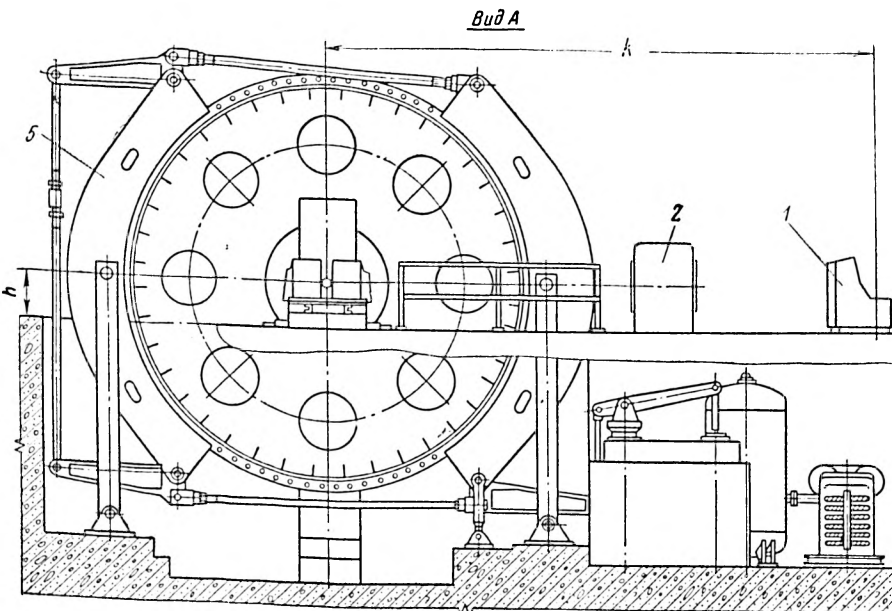
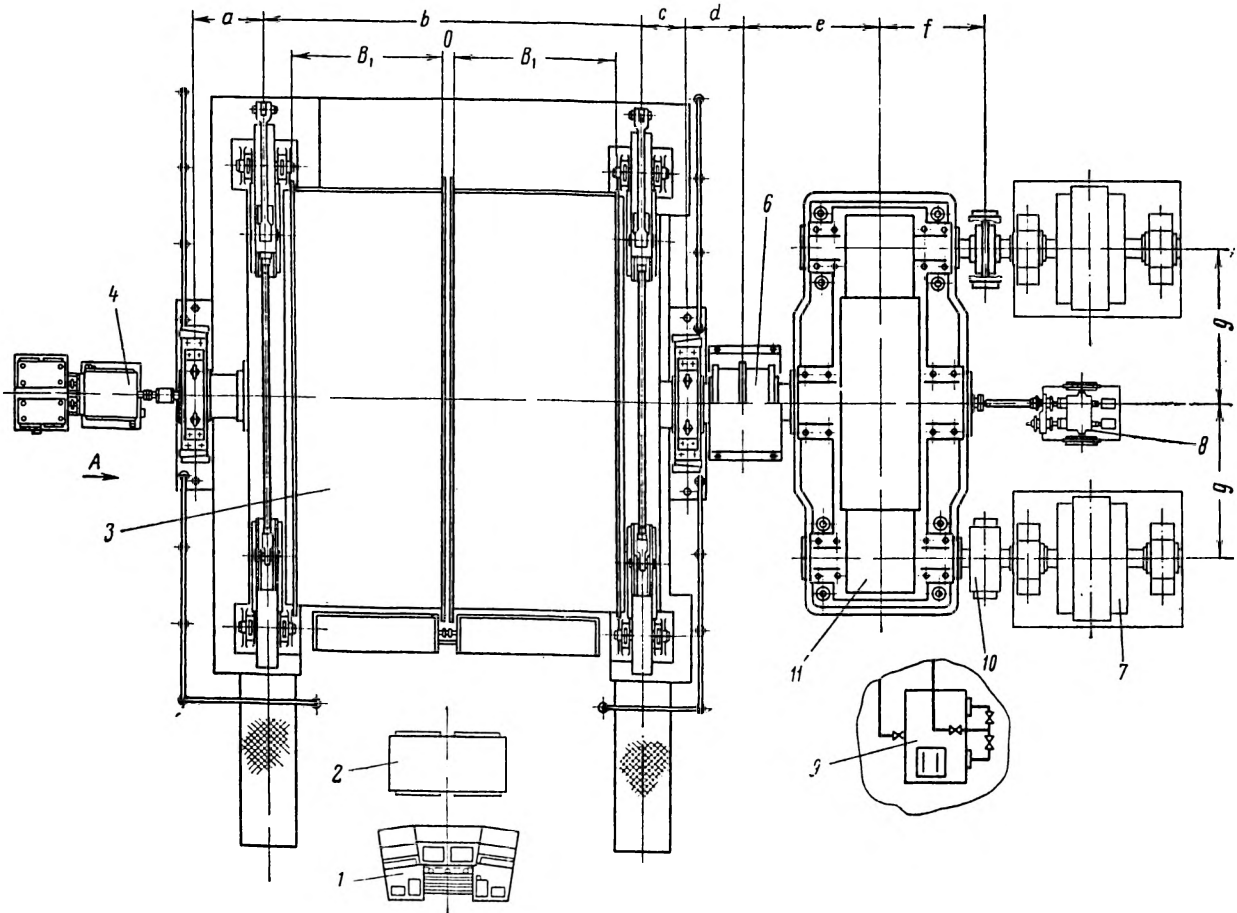


Рис. 4.40. Общий вид шахтных подъемных машин 2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3; 2Ц-5×2,4 2Ц-6×2,4 с одноступенчатым редуктором ЦО-18 или ЦО-22:

- 1 — пульт управления; 2 — панель управления тормозом; 3 — коренная часть; 4 — аппарат АЗК; 5 — тормозная система; 6 — зубчатая муфта; 7 — электродвигатель; 8 — установка дублирующего ограничителя скорости; 9 — смазочная система; 10 — пружинная муфта; 11 — редуктор

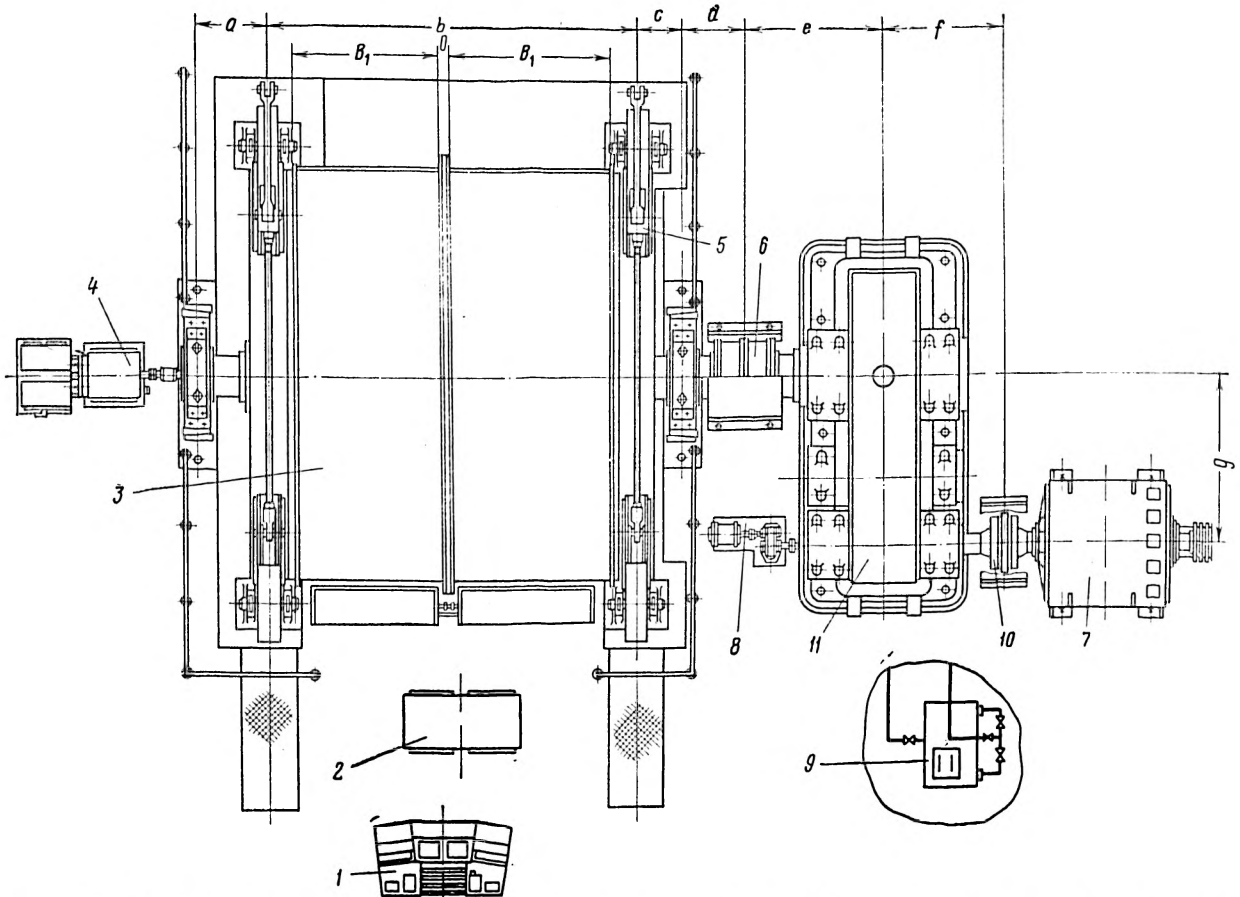


Рис. 4.41. Общий вид двухбарабанных подъемных машин 2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3 с двухступенчатым редуктором ЦД-20 (вид в плане):

1 — пульт управления; 2 — панель управления тормозом; 3 — коренная часть; 4 — аппарат АЗК; 5 — тормозная система; 6 — зубчатая муфта; 7 — электродвигатель; 8 — установка дублирующего ограничителя скорости; 9 — смазочная система; 10 — пружинная муфта; 11 — редуктор

Таблица 4.23

Машины	Применяемый редуктор	Размер (см. рис. 4.38, 4.40—4.42), мм										
		a	b		d		f	g	h	k	B ₁	O
2Ц-4×1,8	ЦО-18	1275	4000	650	750	1640	1407,5	1800	600	6600	1800	60
2Ц-4×1,8Д	ЦО-18											
2Ц-4×1,8	ЦО-20	1275	4000	650	750	1700	1500,5	2000	600	6600	1800	60
2Ц-4×1,8Д	ЦО-20											
2Ц-4×2,3	ЦО-18	1290	5070	660	750	1640	1407,5	1800	600	6600	2300	60
2Ц-5×2,4	ЦО-22	1035	5400	650	800	1990	1527,5	2200	720	6800	2400	60
2Ц-5×2,4Д	ЦО-22											
2Ц-6×2,4	ЦО-22	1035	5400	650	800	1990	1527,5	2200	720	6800	2400	60
2Ц-6×2,4Д	ЦО-22											
2Ц-6×2,4	Без редуктора	1035	5400	650	800	—	—	—	720	6800	2400	60
2Ц-6×2,4Д												
2Ц-6×2,8	То же	800	6240	650	980	—	—	—	720	6800	2800	60
2Ц-6×2,8Д	»											
2Ц-5×2,8	»	800	6240	650	980	—	—	—	720	6800	2800	60

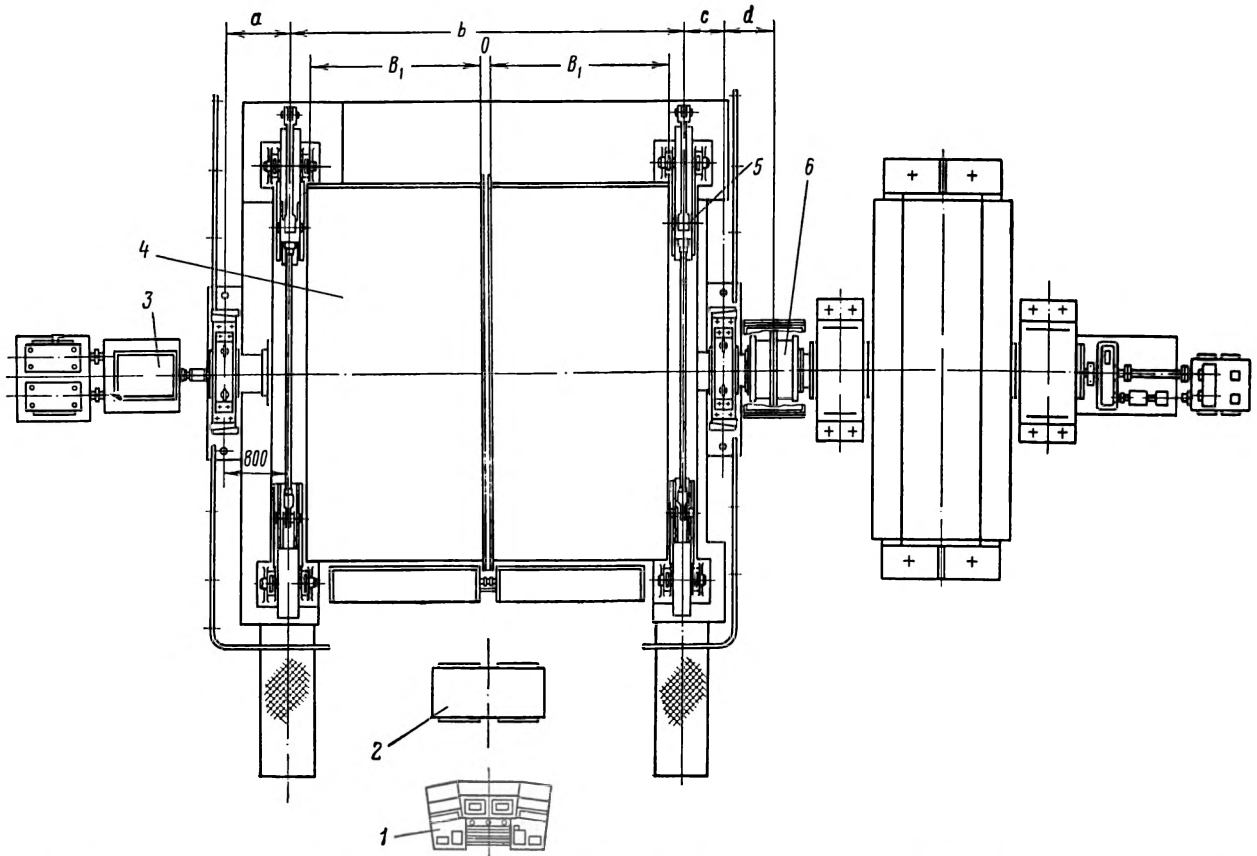


Рис. 4.42. Общий вид двухбарабанных подъемных машин 2Ц-5×2,4; 2Ц-5×2,8; 2Ц-6×2,4; 2Ц-6×2,8 с безредукторным приводом (вид в плане):

1 — пульт управления; 2 — панель управления тормозом; 3 — аппарат АЗК; 4 — коренная часть; 5 — тормозная система; 6 — муфта

Тормозные устройства

На подъемных машинах НКМЗ применяются пневмо-грузовые тормозные устройства. В связи

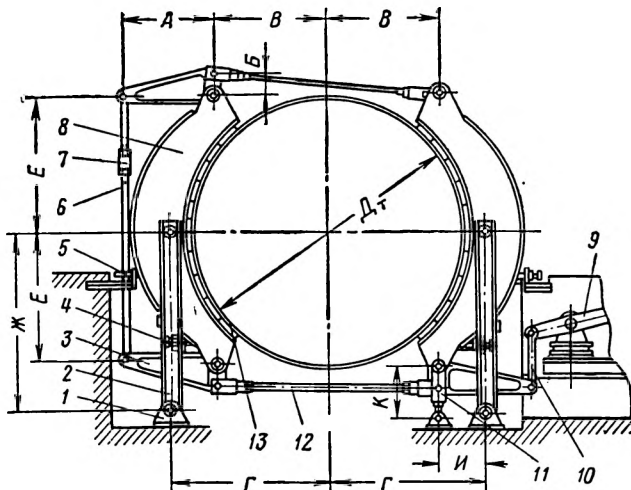


Рис. 4.43. Исполнительный орган тормоза машин НКМЗ

с тем, что однобарабанные подъемные машины изготавливаются НКМЗ только с разрезным барабаном, схема их пневмосистемы аналогична схеме пневмосистемы двухбарабанных подъемных машин. Все подъемные машины имеют по два исполнительных органа тормоза, каждый из которых приводится в действие от своего привода.

Исполнительный орган тормоза (рис. 4.43) представляет собой систему шарнирного многозвенника со статически определимым распределением усилий. Параметры тормоза выбраны таким образом, что изгибающие усилия на коренной вал при торможении полностью исключены и обеспечена самоустановка тормозных колодок на тормозном ободе. Большой угол обхвата тормозных колодок и равномерное распределение удельных давлений обеспечивают длительный срок службы тормозных колодок и хороший отвод тепла.

Исполнительный орган тормоза состоит из двух пар тормозных балок 8 с прессмассовыми колодками 13; четырех вертикальных стоек 2,

установленных на опорах 1, закрепленных фундаментными болтами; рычагов 3; тяг 6 и 12. Тяга 6 состоит из двух частей, стягиваемых регулировочной гайкой 7. Для регулировки зазора между тормозным ободом и колодками тормоз имеет упоры 5 и 4 и регулировочную стойку 11. Усилие каждого тормозного привода передается штангой 10 через систему рычагов 3 и тяг 12 и 6 на тормозные балки, чем достигается прижатие колодок к тормозному ободу. Растормаживание происходит за счет неуравновешенности масс рычажной системы и элементов тормозного привода. Благодаря наличию регулировочной стойки 11 тормозные балки отходят параллельно, без перекосов. Если растормаживание не достигается регулировкой упоров 5 и стойки 11, то рекомендуется увеличить массу поршня рабочего цилиндра.

Характеристики исполнительных органов тормозов и их основные размеры для всего ряда подъемных машин приведены в табл. 4.24.

Тормозной привод (рис. 4.44) состоит из рабочего цилиндра 2, предохранительного цилиндра 8, грузов 10 и дифференциального рычага 6. Все элементы привода смонтированы на общей раме 1, которая устанавливается и закрепляется на фундаменте. С левым концом дифференциального рычага шарнирно соединяется вертикальная штанга, передающая усилие привода элементам главного тормоза. В период нормальной работы машины предохранительный цилиндр находится под давлением сжатого воздуха, чем удерживается в верхнем положении груз 10. В рабочий цилиндр от регулятора давления подается сжатый воздух, в результате чего поршень через вертикальную штангу передает то или иное усилие колодкам тормоза. Поворот дифференциального рычага при этом будет происходить вокруг его правого шарнира.

При включении предохранительного торможения система работает комбинированно. От регулятора давления в маневровый цилиндр

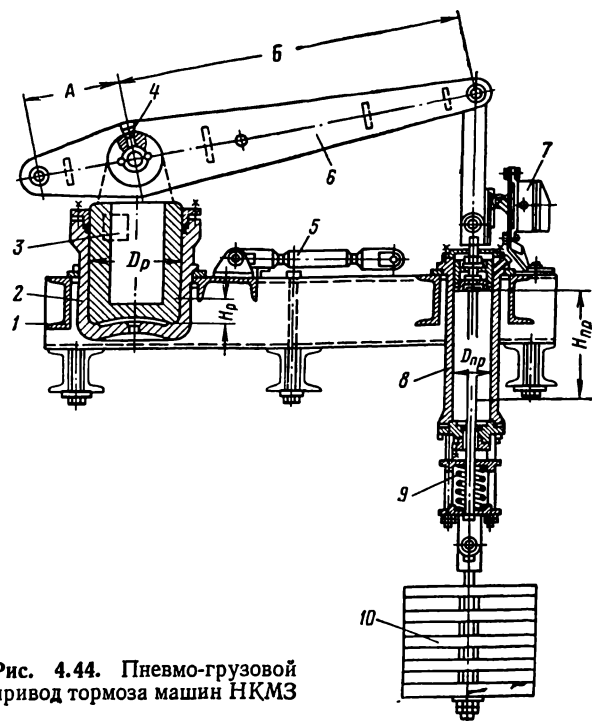


Рис. 4.44. Пневмо-грузовой привод тормоза машин НКМЗ

поступает сжатый воздух давлением 2—2,5 кгс/см², в результате чего создается первая ступень тормозного усилия, обеспечивающая быстрое срабатывание тормоза. Одновременно электропневматический клапан выпускает воздух из предохранительного цилиндра, после чего опускаются грузы тормоза. Дифференциальный рычаг при этом поворачивается вокруг среднего шарнира 4, перемещая маневровый поршень 3 рабочего цилиндра на дно. Сжатый воздух в рабочем цилиндре первой ступени создает для поршня амортизационную подушку. Торможение в этом случае получается более мягким и без резкого приложения тормозного усилия.

Таблица 4.24

Диаметр тормозного обода D_T , мм	Максимальный тормозной момент, тс·м	Передаточное отношение	Размер исполнительного органа (см. рис. 4.43), мм								Масса, кг
			А	Б	В	Р	Е	Ж	И	К	
3970	46,2 72,0	5	1300	260	1560	2280	1940	2500	720	710	12 040 19 370
4960	143,0 100,0	5	1600	300	1960	2800	2450	3270	865	810	26 080 23 370
5980	193,0	5	1800	360	2280	3300	3000	3790	1020	810	32 720

Подготовка тормозного привода к нормальной работе после предохранительного торможения называется зарядкой и производится в два приема:

подъем груза предохранительного тормоза поршнем рабочего цилиндра, чем машина защищается от внезапного растормаживания;

впуск воздуха в предохранительный цилиндр.

Для смягчения удара грузов при зарядке тормоза на нижней крышке предохранительного цилиндра установлена буферная пружина 9. При чрезмерной величине зазора тормозных колодок ход поршня предохранительного цилиндра может оказаться недостаточным. Для исключения этого явления привод снабжен конечным выключателем, который должен быть отрегулирован так, чтобы при ходе поршня свыше 120 мм срабатывал выключатель и наступала аварийная остановка машины.

Для удобства и безопасности смены уплотнения тормозной привод снабжен распорной стойкой 5, позволяющей зафиксировать дифференциальный рычаг в заторможенном состоянии. Чтобы предупредить возможность случайного стопорения машины при медленном падении давления воздуха в сети, на приводе установлен выключатель 7, который при незначительном оседании тормозного груза вызывает срабатывание системы предохранительного торможения.

Тормозной привод благодаря наличию дифференциального рычага исключает возможность суммирования тормозных моментов предохранительной и рабочей системы, что гарантирует плавное изменение характеристик тормоза и требуемую статическую надежность.

Тормозной привод является быстродействующим и почти без запаздывания реагирует на действия машиниста или срабатывание защит и блокировок.

Тормозное усилие плавно регулируется регулятором давления и зависит от положения рукоятки тормоза на пульте управления, что облегчает маневрирование и управление машиной.

Характеристики тормозных приводов и их основные размеры для всего ряда подъемных машин НКМЗ приведены в табл. 4.25.

Сжатый воздух из компрессора 11 поступает в воздухоотборник (рис. 4.45). При помощи реле давления 10 в воздухоотборнике удерживается давление сжатого воздуха в требуемых пределах. Разгрузка компрессора для облегчения его пуска осуществляется обратным клапаном 13 и электропневматическим вентилем 12.

Из воздухоотборника через воздушный фильтр 1 и масленки 2 сжатый воздух по одной магистрали подается для управления электропневматическими клапанами 7, а по другой — цилиндрам приводов тормозов 3 и 9 рабочего и предохранительного торможения. Вся аппаратура управления тормозным устройством собрана в шкафу.

В цилиндры рабочего торможения сжатый воздух поступает через электропневматический регулятор давления 4 (в цилиндр тормоза заклиненного барабана — непосредственно, а в цилиндр тормоза переставного барабана — через клапан К-1).

При нормальной работе подъемной машины электровентиль клапана К-1 отключен от сети и воздух через клапан поступает в цилиндр рабочего торможения переставного барабана. Для контроля наличия воздуха в цилиндрах рабочего торможения установлены реле давления 8.

Для включения предохранительного торможения выключаются электропневматические клапаны 7 (К-2 и К-4). При этом цилиндры приводов предохранительного торможения со-

Таблица 4.25

Тип тормозного привода	Максимальное тормозное усилие, кгс	Подъемное усилие поршня, кгс	Диаметр поршня, мм	Максимальный ход поршня, мм	Максимальное расчетное давление воздуха, кгс/см ²	Передачное отношение главного рычага	Размер (см. рис. 4.44), мм	
							А	Б
360/180	3 500	5 100/1 210	360 180	120 540	5	3,5	400	1400
410/200	4 550	6 250/1 500	400 200	120 540	5	3,5	400	1400
450/220	5 600	7 950/1 780	450 220	120 540	5	3,5	400	1400
600/300	10 500	14 100/3 430	600 300	120 540	5	3,5	500	1750

* Цифры в числителе относятся к поршню привода рабочего тормоза, в знаменателе — предохранительного тормоза.

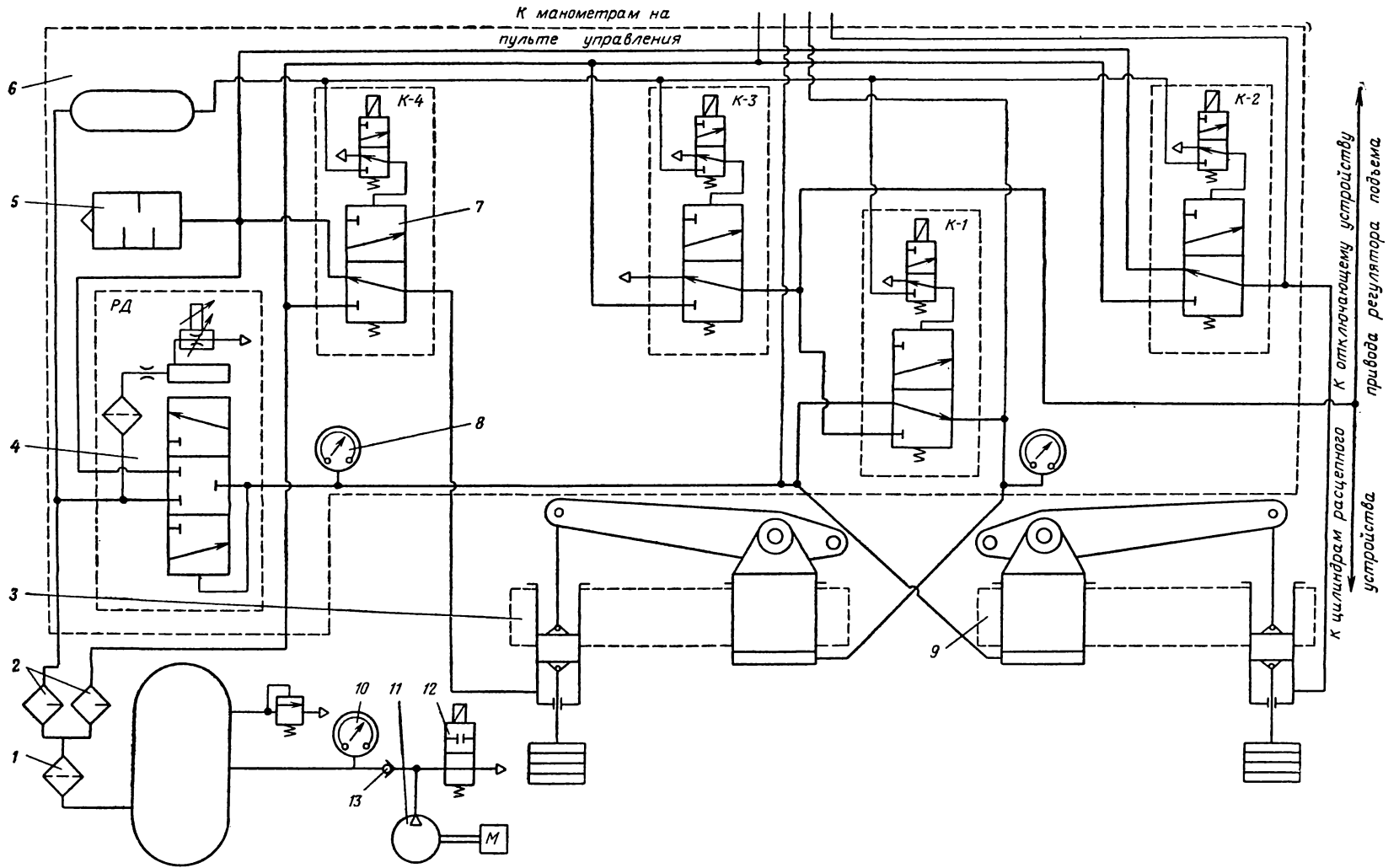


Рис. 4.45. Принципиальная схема тормозной системы

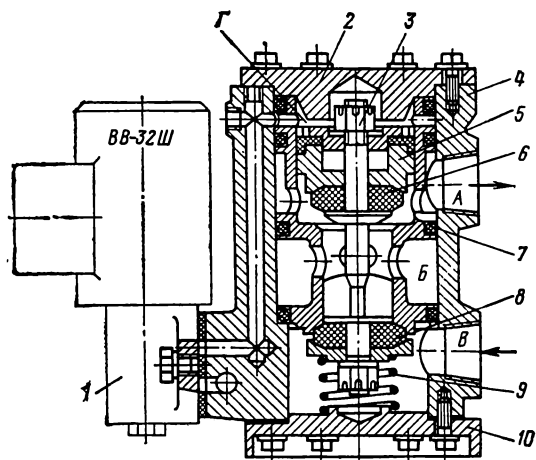


Рис. 4.46. Электропневматический воздухораспределительный клапан управления

общаются с атмосферой через глушитель 5, грузы опускаются и подъемная машина затормаживается. Управление электропневматическими клапанами К-2 и К-4, а следовательно, и предохранительным торможением осуществляется с пульта управления или при срабатывании элементов защиты. Понижение давления воздуха в цилиндрах, а следовательно, и опускание грузов контролируются конечными выключателями, установленными на тормозном приводе.

Для отсоединения переставного барабана от коренного вала машины необходимо в цилиндры расцепного устройства подать сжатый воздух и одновременно включить тормоз переставного барабана. Сжатый воздух поступает в цилиндры расцепного устройства через клапан К-3 после его включения. Одновременно с включением клапана К-3 включается клапан К-1, который прекращает подачу воздуха от регулятора давления и соединяет рабочий цилиндр тормоза переставного барабана с воздухоотборником. Клапан К-4, включенный в сеть предохранительного тормоза переставного барабана на период перестановки барабанов, отключается, соединяя полость предохранительного цилиндра с атмосферой.

Для контроля и сигнализации о работе расцепного устройства имеется блокировочное устройство, на котором установлены два конечных выключателя, из которых 1ВМП не позволяет при выключенном расцепном устройстве растормозить переставной барабан, а 2ВМП осуществляет блокировку и сигнализацию о полном выключении расцепного устройства на период перестановки барабанов.

Электропневматический воздухораспределительный клапан (рис. 4.46) служит для управления пневмоцилиндром тормозного привода и расцепного устройства. По конструкции он трехходовой, может подавать сжатый воздух от магистрали к цилиндрам и соединять последние с атмосферой через глушитель. В корпусе 4 помещается седло клапана 7 с уплотнениями 6 и 8, установленными на штоке 3. Корпус закрыт крышками 2 и 10. Положение штока 3 определяется электропневматическим вентилем 1 типа ВВ-32Ш, который при подаче напряжения на его обмотку переключает золотник вентиля, соединяя полость Г сервопривода с магистралью сжатого воздуха. Полость клапана В соединяется с магистралью сжатого воздуха, полость А — с атмосферой, полость Б — с управляемым цилиндром. Воздух подается в цилиндр, ранее соединенный с атмосферой, установленным на клапане электропневматическим вентилем. При подаче напряжения он втягивает сердечник и переключает свой клапан, который соединяет верхнюю полость сервопривода с магистралью сжатого воздуха.

Площадь поршня сервопривода 5 больше площади уплотнения 8, поэтому шток 3 с уплотнением начнет опускаться вниз, сжимая пружину 9. При этом уплотнение 6 прижимается к седлу 7 и разобщает полость цилиндра с атмосферой. Уплотнение 8 открывает отверстие, соединяющее полость цилиндра с магистралью. После обесточивания катушки электропневматического вентиля последний соединяет полость Г сервопривода с атмосферой. Под действием пружины шток 3 с уплотнениями и поршнем сервопривода поднимается вверх — происходит переключение клапана.

Управляется электропневматический клапан дистанционно или с помощью кнопки, расположенной на вентиле.

§ 4. Шахтные подъемные машины с одним бицилиндроконическим разрезным барабаном

Подъемные машины с одним бицилиндроконическим разрезным барабаном предназначены для оборудования вертикальных подъемных установок глубоких шахт и рудников. Бицилиндроконическая форма барабана позволяет уравновесить систему подъема (устранить или ослабить влияние веса головных канатов) без применения уравновешивающего каната и сделать ее более экономичной.

Указанные машины применяются для однослойной навивки канатов на двухскиповых и двухклетевых подъемах, а также на односуд-

ных (скип или клеть) подъемах с противовесом. При двухскиповом или двухклетевом подъемах возможно обслуживание одного или одновременно двух смежных горизонтов. В последнем случае расстояние между горизонтами не должно превышать рабочей длины каната на переставной части барабана.

Однососудный подъем с противовесом позволяет обслуживать одновременно несколько горизонтов без ограничения расстояния между ними.

Подъемные машины с бицилиндроконическим разрезным барабаном согласно ГОСТ 18115—72 изготавливаются двух типоразмеров: БЦК-9/5×2,5 и БЦК-8/5×2,7. Конструктивное исполнение машин одинаковое при различных размерах барабана, трубы жесткости, тормоза и муфты.

Коренная часть машины состоит из одного разрезного бицилиндроконического барабана, вала-трубы (трубы жесткости с цапфами и подшипниками), распепного устройства и двух бобин с приводами.

Барабан машины состоит из двух цилиндров малого диаметра, двух конусов и одного цилиндра большого диаметра.

Для обеспечения работы машины одновременно двумя подъемными сосудами со смежных горизонтов и для регулировки длины канатов при их вытяжке или обрубке на испытание одна часть барабана — заклиненная (состоит из цилиндра малого диаметра, конуса и цилиндра большого диаметра) — соединена с валом-трубой жестко, а другая — переставная (содержит цилиндр малого диаметра и конус) — имеет возможность относительного углового перемещения. Переставная часть барабана установлена на валу-трубе на роликовой опоре (подшипниках качения) и с помощью пружинно-пневматического распепного устройства зубчатого типа фиксируется в угловом направлении относительно вала-трубы.

Нижний канат, закрепленный на заклиненной части барабана, может навиваться только до разреза (разъема) между переставной и заклиненной частями барабана. Верхний канат, закрепленный на переставной части барабана, переходит через разрез.

При выборе подъемной машины с бицилиндроконическим разрезным барабаном необходимо учитывать, что для нормального перехода каната через разрез с переставной части на заклиненную в месте перехода угол девиации каната должен быть не меньше угла подъема нарезки под канат на большом цилиндре барабана. Практически это сводится к требованию расположения плоскости копрового шкива верхнего

каната левее разреза не менее чем на 100—150 мм.

Отключение переставной части барабана от вала-трубы (отключение распепного устройства) производится тремя цилиндрами при подаче в них сжатого воздуха. При этом выводятся из зацепления зубчатые венцы и сжимаются три пакета тарельчатых пружин, предназначенных для ввода в зацепление венцов и фиксации их в таком положении при включенном распепном устройстве.

При отключении от вала-трубы переставная часть барабана автоматически стопорится тормозом и может быть расторможена только после включения распепного устройства.

Регулируется длина канатов при смене горизонтов перестановкой барабанов — вращением заклиненной части барабана относительно заторможенной переставной части. В зависимости от увеличения или уменьшения высоты подъема при смене горизонтов с заклиненной части барабана сматывается или наматывается часть закрепленного на ней каната, равная по длине расстоянию между горизонтами. Скорость движения сосудов при перестановке барабанов не должна превышать 0,5 м/с.

Для того чтобы каждый сосуд при двухсосудном подъеме проходил один и тот же путь, должно выполняться требование равенства числа рабочих витков каната на малых цилиндрах заклиненной и переставной частей барабана. При неравномерной вытяжке канатов или обрубке их на испытания равенство нарушается. В этих случаях длины канатов выравниваются выдачей с соответствующей бобины более короткого каната (до выравнивания длин), а затем перестановкой барабанов укорачиваются рабочие длины обоих канатов (аналогично переходу на вышележащий горизонт).

Тормоз машины с бицилиндроконическим разрезным барабаном, ее управление и пневмосистема по конструкции и работе не отличаются от соответствующих узлов машин с цилиндрическим разрезным барабаном.

На всех подъемных машинах с бицилиндроконическим разрезным барабаном в качестве опор вала-трубы применяются подшипники трения скольжения. Подача жидкой смазки в подшипник регулируется вентилем указателя подачи масла. В нижней части корпуса каждого подшипника имеется сливная труба, отводящая смазку в общую сливную магистраль центральной смазочной системы. Контроль за температурой нагрева вкладышей осуществляется термосигналазаторами, установленными на каждом подшипнике. Ограждение машины отвечает требованиям Правил безопасности и

по своей конструкции аналогично описанному ранее.

В соответствии с ГОСТ 18115—72 машина БЦК-9/5×2,5 может изготавливаться с редукторным или безредукторным приводом, машина БЦК-8/5×2,7 — только с безредукторным приводом. При редукторном приводе применяются одноступенчатый редуктор ЦО-22 с передаточным числом 10,5 или 11,5 и быстроходные электродвигатели переменного или постоянного тока, при безредукторном приводе — тихоходный электродвигатель постоянного тока. Питаются электродвигатели постоянного тока от специального преобразовательного агрегата, устанавливаемого в отдельном помещении здания подъемной машины. Применяются машины типа БЦК, как правило, с безредукторным приводом.

Подъемные машины с одним бицилиндроконическим разрезным барабаном обозначаются БЦК-9/5×2,5 и БЦК-8/5×2,7, где БЦК — подъемная машина с бицилиндроконическим разрезным барабаном; 9 и 8 (первая цифра) — диаметр большого барабана, м; 5 (вторая цифра) — диаметр малого цилиндра барабана, м; 2,5 и 2,7 (третья и четвертая цифры) — ширина большого цилиндра барабана, м.

Конструктивно подъемная машина с разрезным бицилиндроконическим барабаном состоит из следующих основных узлов: коренной части, редуктора (при редукторном приводе), тормозных приводов, пневматической системы, аппарата задания и контроля хода АЗК, дублирующего ограничителя скорости, смазочной системы, зубчатой муфты, пружинных муфт (при редукторном приводе), электродвигателей, пульта управления, ограждения.

Конструкции машин с бицилиндроконическим барабаном унифицированы. Область их применения определяется экономическими преимуществами по сравнению с многоканатными и другими типами машин за счет уменьшения капитальных вложений, ускорения сроков ввода в эксплуатацию и упрощения обслуживания подъемной установки при меньшем числе канатов.

Техническая характеристика подъемных машин

	БЦК-9/5×2,5	БЦК-8/5×2,7
Размеры барабана, мм:		
диаметр большого цилиндра	9000	8000
диаметр малого цилиндра	5000	5000
ширина большого цилиндра	2500	2700

ширина конуса	1000	1000
ширина малого цилиндра	840	870
Ширина переходной полосы переставной части барабана на большом цилиндре, мм		150
Статическое натяжение каната, тс, не более	40	63
Разность статических натяжений канатов, тс, не более	32	48
Статический момент тс·м, не более	95	140
Передаточное число редуктора		10,5; 11,5
Скорость подъема, м/с, не более		16
Маховый момент машины (без редуктора, электродвигателя, канатов и копровых шкивов), тс·м ² , не более	6500	9000
Маховый момент редуктора, приведенный к тихоходному валу, тс·м ² , не более:		
при передаточном числе 10,5	250	—
при передаточном числе 11,5	280	—
Масса, т, не более:		
машины (без редуктора и электрооборудования)	290	380
редуктора	64	—

Максимальная высота * подъема (м) при различных шагах нарезки барабанов следующая:

Шаг нарезки барабана, мм	БЦК-9/5×2,5	БЦК-8/5×2,7
52	1562	—
56	1460	—
62	1336	1281
68	1231	1179
70	—	1154

* Высота дана без учета пяти витков трения и 30 м каната на испытании.

На рис. 4.47 показана безредукторная шахтная подъемная машина типа БЦК с одним бицилиндроконическим разрезным барабаном, на рис. 4.48 ее установка на фундаменте.

Размеры безредукторных машин БЦК-9/5×2,5 и БЦК-8/5×2,7 приведены в табл. 4.26.

Коренная часть подъемных машин с одним бицилиндроконическим разрезным барабаном показана на рис. 4.49.

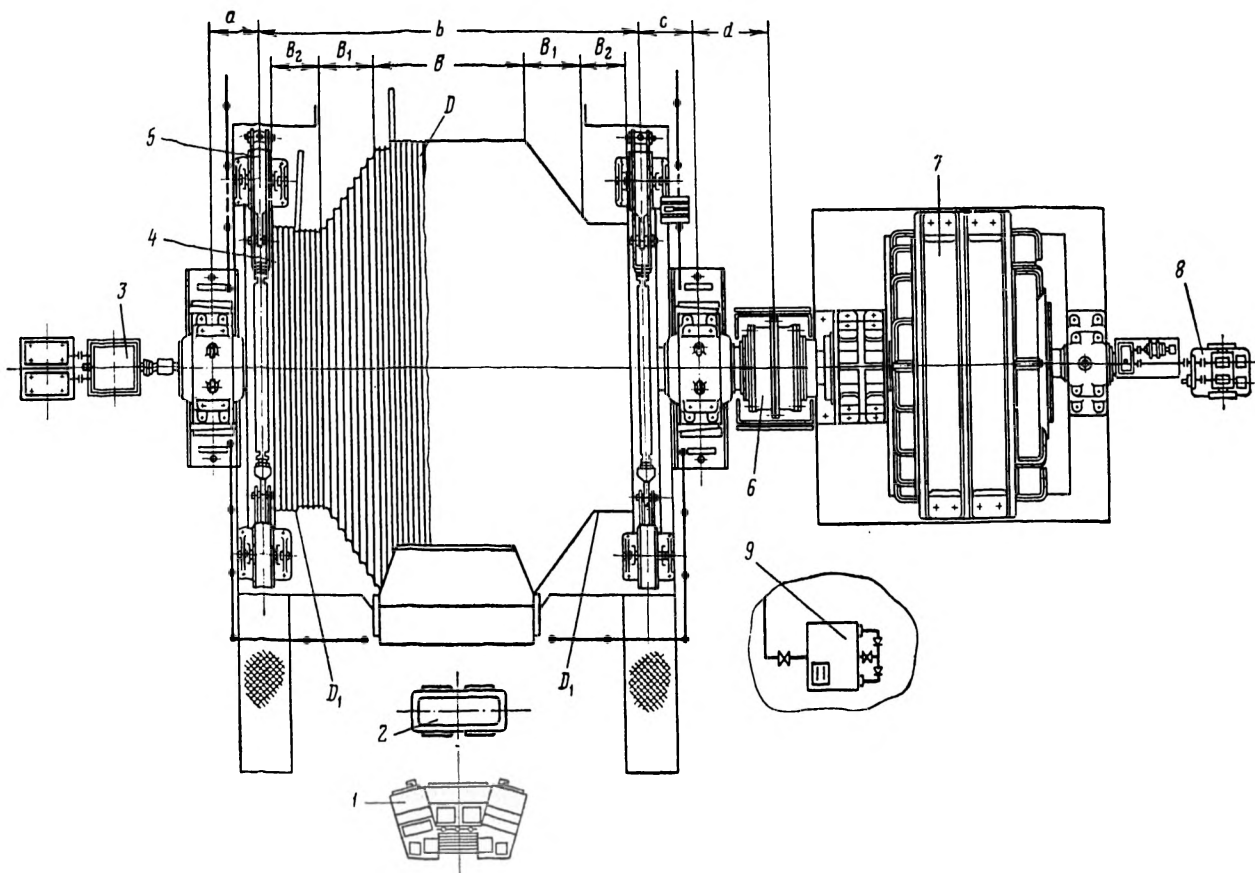


Рис. 4.47. Шахтная подъемная машина типа БЦК:

1 — пульт управления; 2 — панель управления тормозом; 3 — аппарат задания и контроля хода; 4 — коренная часть; 5 — тормозная система; 6 — зубчатая муфта; 7 — электродвигатель; 8 — дублирующий ограничитель скорости; 9 — смазочная система

Бараны бицилиндроконических машин имеют сварную конструкцию. Для упорядоченной навивки каната на заводе-изготовителе на цилиндрических поверхностях барабана выполняется винтовая нарезка, а на конических поверхностях приварены спиральные желобки. Шаг навивки желобков и их длина на конусах постоянны для каждого типоразмера машин. На цилиндрических поверхностях шаг нарезки зависит от диаметра каната. Рекомендуемые величины шага нарезки барабана и допускае-

мые при этом максимальные диаметры канатов (мм) приведены ниже:

Шаг нарезки барабана, мм	БЦК-9/5×2,5	БЦК-8/5×2,7
52	46,0	—
56	49,5	—
62	55,0	55,0
68	60,5	60,5
70	—	63,0

Тормозные ободья барабана обрабатываются на заводе предварительно с припуском на

Таблица 4.26

Машина	Размер (см. рис. 4.47—4.49), мм											
	D	D ₁	B	B ₁	B ₂	B ₃	a	b		d	k	h
БЦК-9/5×2,5	9000	5000	2500	1000	840	150	890	6690	920	1330	9500	800
БЦК-8/5×2,7	8000	5000	2700	1000	870	150	890	6950	920	1330	9150	800

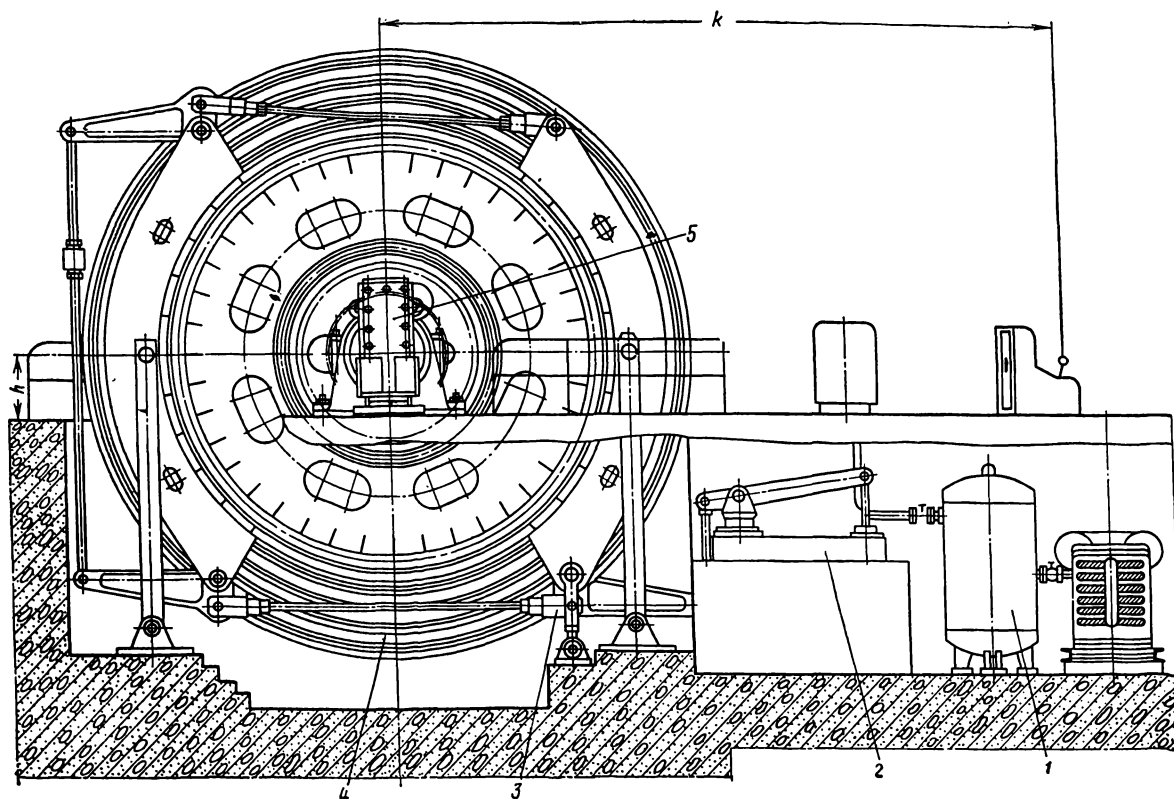


Рис. 4.48. Установка машины типа БЦК на фундамент:

1 — компрессорная установка с воздухохранилищем; 2 — тормозной привод; 3 — исполнительный орган тормоза; 4 — барабан; 5 — аппарат АЗК

диаметр до 6 мм. Окончательная их обработка до чертежных размеров и периодическая шлифовка производится заказчиком после окончательной сварки барабана.

Концевой 4 и промежуточный 9 подшипники вала-трубы имеют одинаковую конструкцию. Различие состоит только в том, что в концевом подшипнике имеется боковая крышка, к которой крепится узел привода аппарата задания и контроля хода 5 машины.

Заклиненная часть барабана крепится к валу-трубе сваркой. Переставная часть на валу-трубе устанавливается на вращающейся опоре 7, состоящей из роликов и двух опорных венцов — внутреннего и наружного. С валом-трубой переставная часть соединяется с помощью расцепного устройства 8.

Расцепное устройство состоит из подвижного зубчатого венца, на котором расположены три пневматических цилиндра и пружины нажимного устройства. При подаче сжатого воздуха в цилиндры их штоки перемещают зубчатый венец, выводят его из зацепления с наружным венцом и сжимают пружины нажимного устрой-

ства. Переставная часть барабана отсоединяется от вала-трубы, и последняя с заклиненной частью барабана может поворачиваться относительно заторможенной переставной части барабана.

При выпуске сжатого воздуха из цилиндров зуб-венец под действием пружин нажимного устройства возвращается в исходное положение.

Шахтные подъемные машины с бицилиндроконическим разрезным барабаном снабжены двумя поворотными бобинами, на которых размещается запасная длина каната, используемая при регулировке рабочей длины каната, а также обрубке на испытаниях.

Бобина заклиненной части размещена на валу-трубе, бобина переставной части барабана — на венце роликовой опоры.

Крепятся канаты к бобинам жимками. Вращение каждой бобины осуществляется через червячный редуктор электродвигателем или вручную маховиком. На тихоходном валу червячного редуктора посажена шестерня, входящая в зацепление с зубьями, нарезанными непосредственно на бобине.

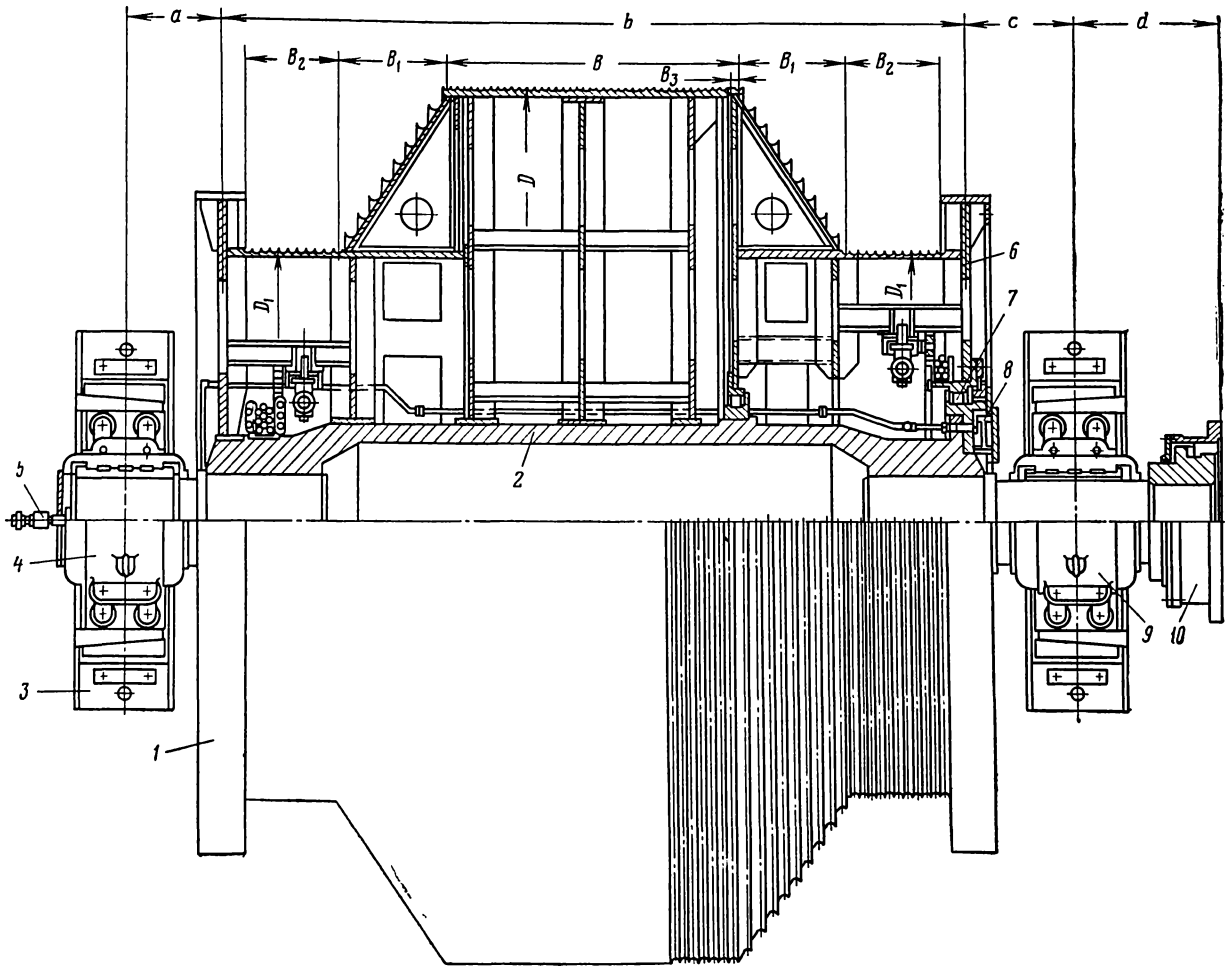


Рис. 4.49. Узел коренной части подъемных машин типа БЦК:

1, 6 — заклиненная и переставная части барабана; 2 — вал-труба; 3 — фундамент; 4, 9 — подшипники скольжения; 5 — привод аппарата АЗК; 7 — подшипник; 8 — расцепное устройство; 9 — корпус подшипника; 10 — зубчатая муфта

§ 5. Многоканатные подъемные машины

Многоканатными подъемными машинами оборудуются вертикальные подъемные установки шахт и рудников.

Машины устанавливаются на башенных копрах и используются для подъема полезного ископаемого и породы, спуска-подъема людей, оборудования и вспомогательных материалов, ревизии и осмотра ствола. Для установки на поверхности применяются только двухканатные подъемные машины. Машины работают в условиях, не опасных по газу и пыли, при температуре воздуха 5—35° С.

Многоканатные машины применяются для двухскиповых или двухклетевых подъемов, а также односудных подъемов с противовесом. Односудный подъем с противовесом исполь-

зуется чаще всего для обслуживания нескольких горизонтов. При этом упрощаются схема автоматизации, процесс управления и эксплуатации подъемной установки в целом, уменьшается влияние вытяжки канатов на работу подъема и повышается запас на скольжение. Последнее обстоятельство особенно важно для шахт небольшой глубины.

Донецким машиностроительным заводом имени Ленинского комсомола Украины спроектированы и серийно изготавливаются по межотраслевым техническим условиям многоканатные подъемные машины серии МК грузоподъемностью 3—50 т с диаметрами приводных шкивов 2,25—5 м.

Схемные решения и компоновка многоканатных машин всех типоразмеров серии МК идентичны. Основные узлы машины (сборка

главного вала с коренными подшипниками, исполнительные органы тормоза, тормозные приводы, стопор и защитный кожух) смонтированы на металлической раме и образуют коренную часть, главный вал машины соединяется с приводным редуктором жесткой фланцевой муфтой, а быстроходные валы редуктора — с валами электродвигателей специальными удлиненными зубчатыми муфтами. При безредукторном приводе машины соединение главного вала с одним или двумя валами электродвигателей осуществляется также зубчатыми муфтами. Для уменьшения длины трубопроводов тормозной системы управления тормозом размещается в непосредственной близости от тормозного привода.

Механизм проточки футеровки монтируется под приводным шкивом, что позволяет производить проточку ручьев футеровки при навешенных канатах.

В зависимости от конкретных условий аппарат задания и контроля хода АЗК и установка тахогенератора получают вращение от главного вала машины, тихоходного вала редуктора или электродвигателя с тем, чтобы люфты в механическом приводе были минимальными. Для машин с редукторным приводом узлы установки тахогенераторов встраиваются в редуктор.

Удобство управления машиной достигается тем, что пульт управления смонтирован в машинном зале, у мест разгрузки скипов или обмена вагонеток и не имеет механической связи с машиной.

Отклоняющие шкивы, маслостанция редуктора, компрессорная установка с воздухохраником размещаются на этажных перекрытиях башенного копра ниже машинного зала.

В зависимости от расположения редуктора и приводного двигателя относительно продольной оси коренной части завод поставляет машины как левого, так и правого исполнения. У машин правого исполнения редуктор и двигатель расположены с правой стороны коренной части, если смотреть со стороны тормозных приводов, а у левого исполнения — с левой стороны от продольной оси коренной части.

Машины серии МК имеют, например, следующие обозначения: МК3,25×2рП или МК4×4Л, где МК — многоканатная подъемная машина; 3,25 или 4 (первые цифры) — диаметр приводного шкива, м; 2 или 4 (вторая цифра) — число подъемных канатов; р — наличие редукторного привода (для безредукторного привода индекс не пишется); П или Л — исполнение машины правое или левое по схеме размещения редуктора.

Конструкции основных узлов многоканатных подъемных машин серии МК выполнены идентично, а большая часть узлов унифицирована.

Машина с редукторным приводом состоит из следующих основных узлов: 1-й — коренная часть, 2-й — панель управления тормозом, 3-й — установка компрессора и воздухохраника, 4-й — аппарат задания и контроля хода АЗК, 5-й — привод аппарата АЗК, 6-й — установка тахогенератора, 7-й — приспособление для проточки желобков на приводном шкиве, 8-й — отклоняющие шкивы, 9-й — редуктор, 10-й — аппарат защиты от проскальзывания АЗП, 11-й — пульт управления.

В случае, если величина диаметра приводного шкива равна расстоянию между осями сосудов или отличается менее чем на 300 мм, отклоняющие шкивы не применяются.

Узлы 2, 3, 4, 5, 6 и 10-й являются унифицированными для всего ряда машин (описание их приводится ниже). Узлы 7, 8 и 9-й также унифицированы, но имеют несколько типоразмеров в зависимости от типа машин.

У машин с безредукторным приводом узлы привода аппарата АЗК (5-й) и установки тахогенератора (6-й) имеют специальное исполнение, а узел редуктора (9-й) отсутствует.

Характерной особенностью конструкции многоканатных подъемных машин серии МК является размещение основных узлов на общей раме. Наличие последней позволяет упростить фундамент, выполнить на заводе монтаж, регулировку и фиксацию узлов, провести испытание сборки главного вала без нагрузки, статическую балансировку приводного шкива и снятие характеристик тормозных устройств.

Многоканатные подъемные машины серии МК поставлялись в соответствии с техническими условиями определен срок службы многоканатных машин — 20 лет, срок службы до первого капитального ремонта — 13 лет, гарантийный срок службы механической части — 2 года со дня ввода в эксплуатацию, но не более 2 лет 6 месяцев со дня поставки.

С 1 января 1975 г. многоканатные подъемные машины поставляются в соответствии с ГОСТ 18116—72 (серия ЦШ, где Ц — цилиндрические, Ш — шкивы).

Схемные решения и компоновка подъемных машин различных типоразмеров серии ЦШ идентичны машинам серии МК, а конструкция их узлов более совершенна.

Заводом-изготовителем разработаны и освоены еще не все машины серии ЦШ, поэтому продолжается выпуск отдельных машин серии МК. Ниже описаны все выпускаемые заводом машины.

Многоканатная подъемная машина ЦШ2,1×4

Многоканатные подъемные машины ЦШ2,1×4 предназначены в основном для людских и вспомогательных грузо-людских подъемных установок. Они поставляются с 1 января 1975 г. в соответствии с ГОСТ 18116—72 только с редукторным приводом.

Техническая характеристика подъемной машины ЦШ2,1×4

Максимальное статическое натяжение канатов, кгс	26 500
Максимальная разность статических натяжений канатов, кгс	8 000
Максимальная скорость подъема, м/с	11
Диаметр, мм:	
канатоведущего шкива	2 100
максимальный канатов	27
Расстояние между канатами на канатоведущем шкиве, мм	250
Число подъемных канатов	4
Маховый момент машины без редуктора, отклоняющих шкивов и электродвигателей, тс·м ² , не более	22
Маховый момент редуктора, приведенный к оси тихоходного вала, тс·м ² , не более	18
Часовая производительность при работе с максимальной глубиной (двухскиповой подъем), т/ч	165
Максимальная мощность электродвигателей, кВт	1000
Масса машины без редуктора и электрооборудования, кг, не более	35 000

Подъемная машина ЦШ2,1×4 с редукторным приводом показана на рис. 4.50. Основными узлами машины являются: коренная часть 1, приспособление для проточки желобков на приводном шкиве 2, маслостанция 3 редуктора, отклоняющие шкивы 4, приспособление 5 для проточки желобков на футеровке отклоняющих шкивов, установка компрессоров и воздухо-сборника 6, панель управления тормозом 7, аппарат задания и контроля хода 8 типа АЗК, привод 9 аппарата типа АЗК, приводной электродвигатель 10, установка тахогенератора 11,

редуктор 12 и пульт управления (на рисунке не показан). Пульт управления не имеет механической связи с машиной и может быть установлен в любом месте.

Машина ЦШ2,1×4 изготавливается с редуктором 2ЦД-14. Соединение редуктора с валами электродвигателей осуществляется зубчатыми удлиненными муфтами специальной конструкции. Выходной вал редуктора соединяется с главным валом коренной части посредством жесткой фланцевой муфты, совмещенной с опорным подшипником. Такое соединение валов позволяет значительно сократить габариты машины, что важно для машин, устанавливаемых на башенных копрах.

Корпус редуктора 12 установлен на пружинных опорах, что существенно снижает динамические нагрузки на подъемную машину. Смазка зубчатых передач редуктора производится специальной маслостанцией 3.

Коренная часть машины состоит из сборки главного вала, защитного кожуха, стопора, исполнительных органов и приводов двух тормозов колодочного типа, смонтированных на общей раме. Поверхности рамы, предназначенные для установки корпусов подшипников сборки главного вала, опор балок и приводов тормозов нивелированы и обработаны. Наличие общей рамы позволяет упростить фундамент, выполнить на заводе монтаж, регулировку и фиксацию узлов коренной части, провести испытания сборки главного вала и тормозных устройств.

Сборка главного вала (рис. 4.51) состоит из приводного шкива 1 с футеровкой 6 и крепежными колодками 5 и 7, подшипниковых опор 2 и 4, главного вала 3. Приводной шкив представляет собой неразъемный сварной барабан с обечайкой, опирающейся на четыре кольцевых ребра. Колодки 5 и 7 из древесной пресскрошки крепятся к обечайке посредством болтов. Лобовины расположены под тормозными полями и укреплены с внутренней стороны шкива ребрами. Лобовины и ребра приварены к стальным литым ступицам. Соединение ступиц с главным валом осуществляется по горячей посадке без шпонок. Натяг обеспечивает передачу необходимого крутящего момента. С целью унификации узлов машин разных типоразмеров диаметры тормозных ободьев выполнены большими, чем номинальный диаметр навивки канатов, и равны 2200 мм.

Опоры 2 и 4 состоят из разъемных чугунных корпусов, внутри которых расположены двухрядные роликоподшипники.

Внутреннее кольцо сферического роликового подшипника № 3680 опоры 4 фиксируется

торцевой шайбой, а наружное кольцо установлено с зазорами между боковыми крышками, что позволяет компенсировать неточности монтажа и тепловые удлинения главного вала машины.

Подшипник № 10979 опоры 2 установлен в сферическом кольце, позволяющем ему поворачиваться относительно корпуса. Коренные подшипники машины ЦШ2,1×4 унифицированы с подшипниками более мощной машины МК2,25×4, что обеспечивает их срок службы не менее 20 лет.

Для уменьшения длины трубопроводов тормозной системы панель 7 управления тормозом (см. рис. 4.50) размещена в непосредственной близости от тормозных приводов.

Механизм проточки футеровки 2 монтируется под приводным шкивом.

В зависимости от принятого размещения аппарат задания и контроля хода получает вращение от главного вала машины или тихоходного вала редуктора. При парном варианте размещения двух машин для подсоединения аппарата 8 типа АЗК могут применяться угловые редукторы. Узлы тахогенераторов 11 встраиваются в редуктор 12.

Маслостанция редуктора 3, отклоняющие шкивы 4 и компрессорная установка с воздухо-сборником 6 размещаются на перекрытиях башенного копра ниже машинного зала.

К валу отклоняющих шкивов 4 подсоединен аппарат защиты от проскальзывания канатов АЗП. В случае, если величина диаметра приводного шкива отличается менее чем на 300 мм от расстояния между осями сосудов, то отклоняющие шкивы не применяются. В этом случае машины комплектуются отдельным узлом реле контроля скольжения канатов.

Многоканатная подъемная машина МК2,25×4

Многоканатная подъемная машина МК2,25×4 предназначена для людских и грузо-людских подъемных установок грузоподъемностью не более 12 т. Все машины МК2,25×4 изготавливаются с редукторным приводом.

В 1974 г. машинам этого типа присвоен государственный Знак качества.

Техническая характеристика машины МК2,25×4

Максимальное статическое натяжение канатов, кгс	34 000
Максимальная разность статических натяжений канатов, кгс	12 000
Максимальная скорость подъема, м/с .	12

Диаметр, мм:

канатоведущего шкива	2250
максимальный канатов	28
Расстояние между канатами на канатоведущем шкиве, мм	250
Маховый момент машины без редуктора отклоняющих шкивов и электродвигателя, тс·м ² , не более	30
Маховый момент редуктора, приведенный к оси тихоходного вала, тс·м ² , не более	30
Масса машины без электрооборудования, т, не более	45
Часовая производительность при работе с максимальной глубиной (двухскиповой подъем), т/ч	310
Максимальная мощность электродвигателей, кВт .	2×1000

Многоканатная подъемная машина МК2,25×4 с двухдвигательным редукторным приводом показана на рис. 4.52. Основные узлы

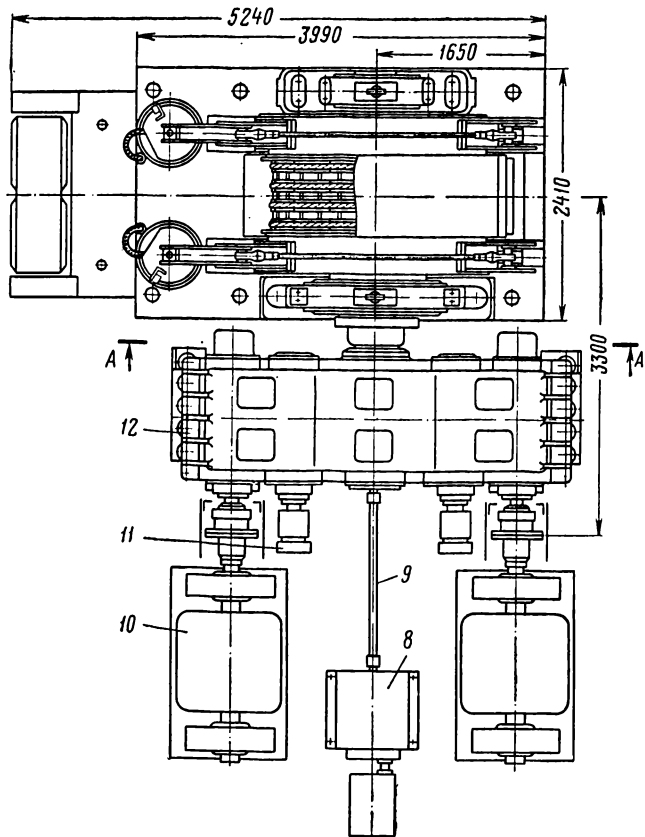
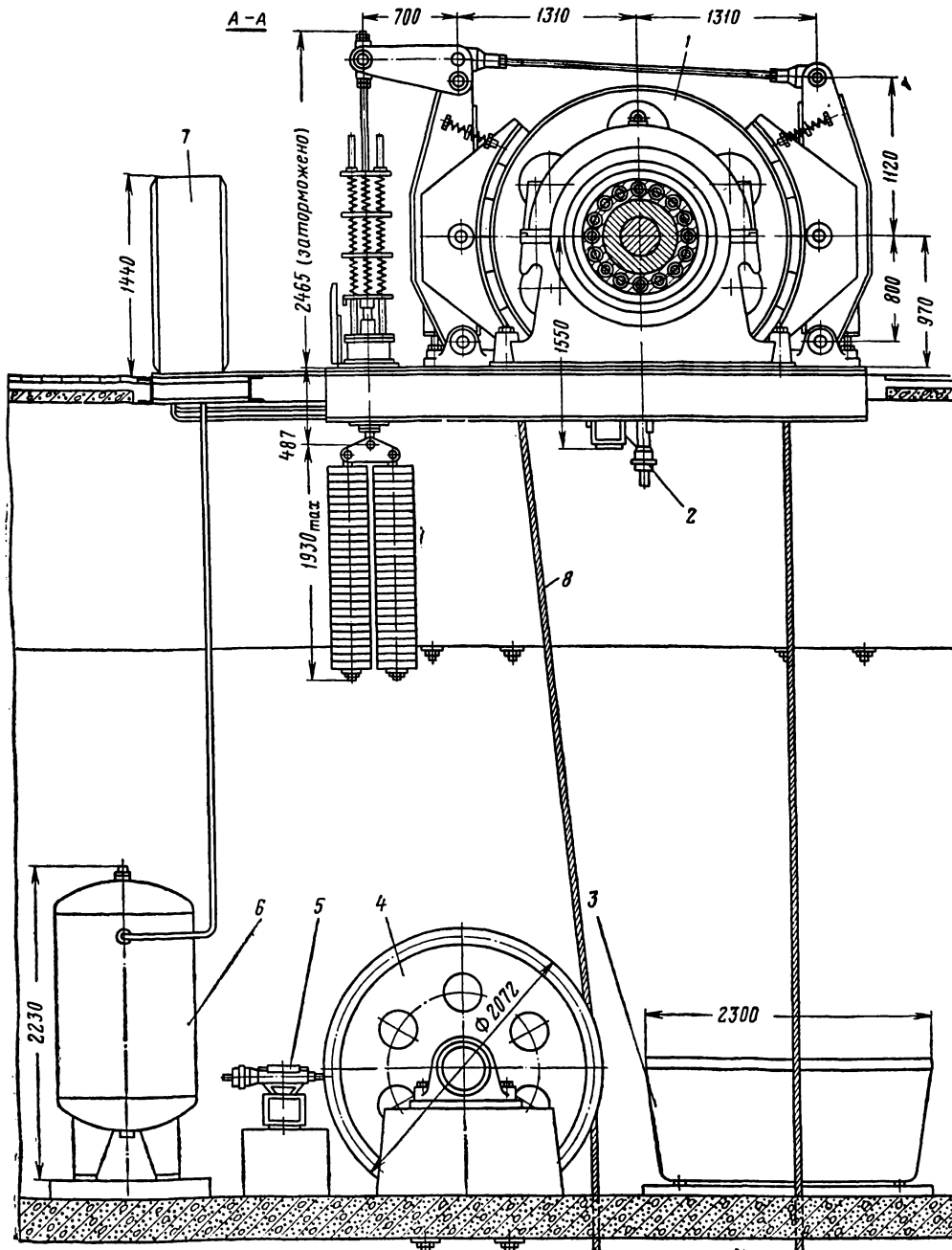


Рис. 4.50. Многоканатная подъемная машина ЦШ2,1×4

подъемной машины: коренная часть 1, приспособление 2 для проточки желобков на приводном шкиве, панель 3 управления тормозом, редуктор 4, установка тахогенератора 5, приводной электродвигатель 6, аппарат задания и контроля хода 7 типа АЗК, привод 8 аппарата АЗК, маслостанция редуктора, отклоняющие шкивы, механизм проточки футеровки

отклоняющих шкивов, установка компрессоров и воздухоотборника, пульт управления (узлы, не имеющие позиций, на рис. 4.52 не показаны).

Пульт управления не имеет механической связи с машиной. Для удобства управления подъемной установкой его монтируют у мест разгрузки скипов, обмена вагонеток или в машинном зале.



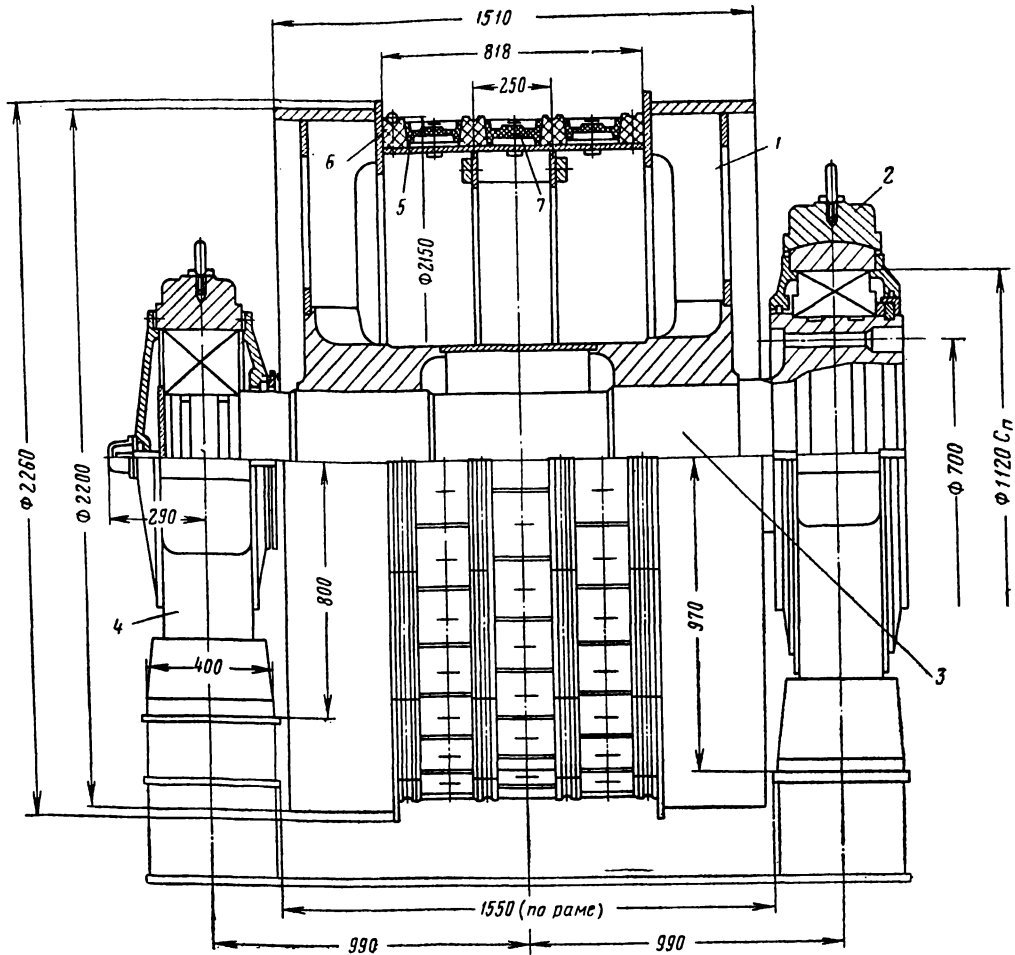


Рис. 4.51. Сборка главного вала машины ЦШ2,1×4

Машины выпускаются правого и левого исполнения, т. е. с расположением привода с правой или левой стороны коренной части, если смотреть со стороны панели управления тормозами.

Машина МК2,25×4 изготавливается с редуктором 2ЦД-14. Соединение редуктора с валами электродвигателей осуществляется зубчатыми удлиненными муфтами специальной конструкции. Выходной вал редуктора соединяется с главным валом коренной части посредством специальной фланцевой муфты, совмещенной с опорным подшипником.

Корпус редуктора опирается на пружинные опоры. Смазка зубчатых передач редуктора осуществляется специальной маслостанцией.

Коренная часть состоит из сборки главного вала, стопора, защитного кожуха, двух тормозов колодочного типа, смонтированных на об-

щей раме. Наличие последней дает возможность выполнить на заводе монтаж, регулировку и фиксацию узлов коренной части и эксплуатировать машину с заводской регулировкой узлов. Конструкция сборки главного вала машины МК2,25×4 (рис. 4.53) аналогична конструкции сборки главного вала машины ЦШ2,1×4 (наименование позиций на рис. 4.53 и 4.51 совпадает), однако барабан машины МК2,25×4 имеет более прочную конструкцию. Его обечайка опирается непосредственно на лобовины и кольца жесткости. Лобовины укреплены ребрами жесткости с двух сторон. Главный вал с правой стороны опирается на двухрядный конический роликоподшипник № 10979, установленный в сферическом кольце, с левой стороны — на двухрядный сферический роликоподшипник № 3680. Для компенсации тепловых удлинений вала 3 в машине МК2,25×4 правая опора

выполнена плавающей. Уплотнение корпусов подшипников осуществляется лабиринтными канавками.

Коренные подшипники рассчитаны на 80 000 ч работы, что соответствует примерно 20 годам эксплуатации подъемной машины.

Диаметр тормозных ободьев принят 2400 мм, что позволяет оснастить эту машину более мощными тормозами, чем у машины ЦШ2,1×4.

Многоканатная подъемная машина МКЗ,25×4

Многоканатная подъемная машина МКЗ,25×4 предназначена для подъема полезных ископаемых и породы, а также для спуска и подъема людей. Машина производится серийно с 1968 г. с последующей модернизацией отдельных ее узлов. В некоторых случаях машины МКЗ,25×4 используются без отклоняющихся шкивов, что возможно только при условии, если расстояние между осями подъемных сосудов практически равно диаметру канатопроводящего шкива. Отсутствие шкивов увеличивает срок службы подъемных канатов.

Техническая характеристика машины МКЗ,25×4

Статическое натяжение канатов, кгс, не более	50 000
Разность статических натяжений канатов, кгс, не более	15 000
Скорость подъема, м/с, не более	14
Диаметр, мм:	
канатопроводящего шкива	3250
отклоняющего шкива	2000
Расстояние между канатами на канатопроводящем шкиве, мм	300
Число подъемных канатов	4
Тип редуктора	2ЦД-17
Передаточное число редуктора	7,35; 10,5; 11,5
Частота вращения быстроходного вала редуктора: (не более), об/мин	600
Приведенная к радиусу навивки масса, кг:	
канатопроводящего шкива	7000
отклоняющего шкива	2680
редуктора 2ЦД-17	6250
Масса машины с редуктором, отклоняющими шкивами и приспособлениями, кг	87 400
Часовая производительность при работе с глубины 1200 м (двухскиповой подъем), т/ч	450
Максимальная мощность двух электродвигателей, кВт	3000

Многоканатная подъемная машина МКЗ,25×4 (рис. 4.54) состоит из следующих основных узлов: коренной части 5, панели 1 тормоза, двух приводных электродвигателей 16, отклоняющих шкивов 9, стопора 13, двухступенчатого подпружиненного редуктора 14 со встроенными тахогенераторами и отдельной маслостанцией 10, аппарата задания и контроля хода АЗК, состоящего из блоков этажных выключателей 18 и программного управления 19, привода 15 аппарата АЗК, приспособления 16 для проточки футеровки и установки воздухо-сборника 11 с компрессором.

Коренная часть машины смонтирована на сварной раме и состоит из сборки главного вала 4, двух исполнительных органов тормоза 3, воздействующих на канатопроводящий шкив 4, двух пружинных пневматических приводов 2 с тормозными грузами 7.

При движении канатов 8 по канатопроводящему шкиву 4 вода с грязью, выносимая из ствола, срывается под действием центробежных сил. Для защиты помещения от грязи шкив заключен в кожух 12. При этом следует предусмотреть отвод воды и грязи, так как в противном случае помещения копра загрязняются, а несущие конструкции копра корродируют.

При ремонте тормозных устройств подъемные сосуды ставят на кулаки (балки), а канатопроводящий шкив фиксируют стопором 13.

Машины МКЗ,25×4 изготавливаются правого и левого исполнения с редукторным приводом (см. рис. 4.54) или без него (рис. 4.55). Быстроходные валы редуктора соединяются с валами электродвигателей удлиненными зубчатыми муфтами 17 (см. рис. 4.54).

Узел сборки главного вала показан на рис. 4.56. Главный вал 2 опирается на два коренных подшипника 1 и 14. Размеры их различны, так как один конец вала используется и как опора, и как полумуфта для присоединения редуктора. Поэтому здесь установлен двухрядный подшипник 12 с коническими роликами (№ 10979 с размерами 850×1120×200×268 мм). Его внутренние кольца зафиксированы от осевого смещения дистанционным кольцом, изготавливаемым по замеру при сборке, двумя стопорными полукольцами 10 и стягивающим их стаканом 11.

На второй конец вала надет сферический двухрядный роликовый подшипник 3 (№ 3680 с размерами 400×820×243).

Для того чтобы исключить влияние перекоса и прогиба вала 2 на работу конического подшипника 12, его наружная обойма заключена в сферическую втулку 8. От вращения втулка удерживается штифтом 13.

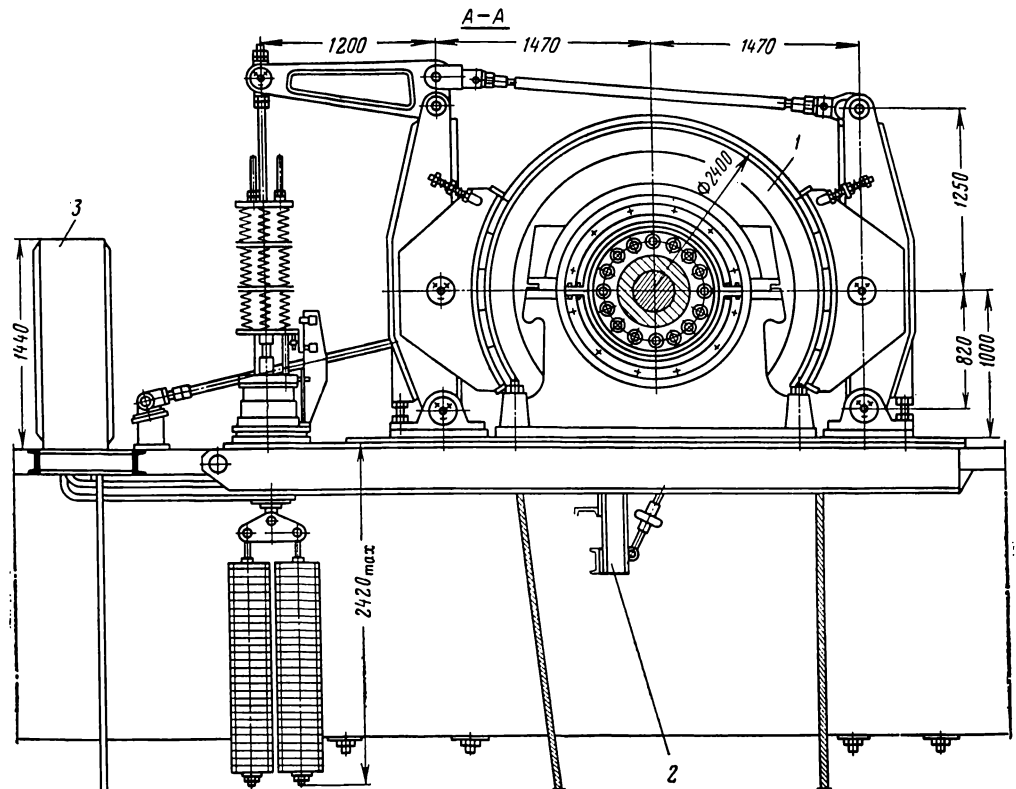


Рис. 4.52. Многоканатная подъемная машина МК2,25×4 с двухдвигательным редукторным приводом

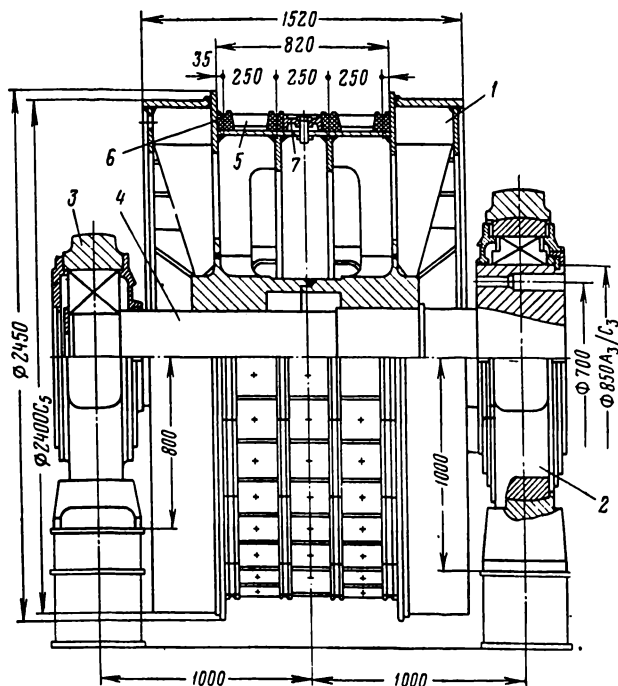


Рис. 4.53. Сборка главного вала машины МК2,25×4

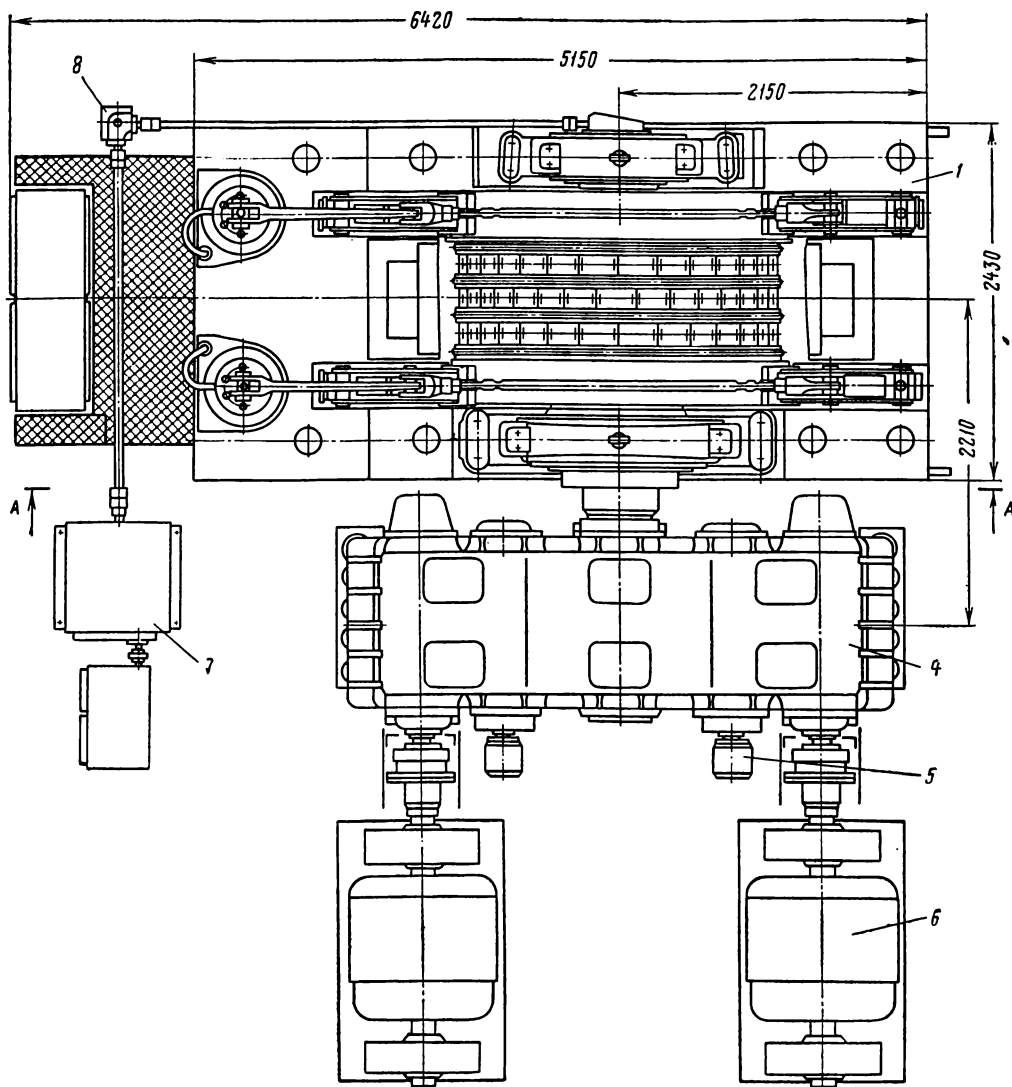
Смазка подшипников производится периодически, не реже двух раз в году. Старую густую смазку смывают с подшипника и закладывают новую. Полость подшипника защищена торцовыми крышками 9, имеющими по сопряженному с валом диаметру жировые канавки.

Соединение металлоконструкций канатоведущего шкива 4 с главным валом — беспопоночное по горячей посадке. Для этого весь барабан нагревают в специальной камере до определенной температуры, после чего вал свободно вставляется в отверстия ступиц 4.

На оболочку шкива устанавливают бруски футеровки 5, которые удерживаются от перемещения прямыми 6 и клиновыми 7 колодками.

Главный вал соединяется с подпружиненным редуктором жесткой муфтой, а с тихоходным электродвигателем — зубчатой муфтой.

Наиболее тяжелые неразъемные узлы механической части машины имеют соответственно массу и габариты: канатоведущий шкив с валом — 19,3 т и 2580×3500 мм, рама с коренными подшипниками — 12,2 т и 2380×2630 мм, отклоняющие шкивы — 3,8 т и 1640×2072 мм.



**Многоканатные подъемные машины
МК4×4 и ЦШ4×4**

Машины МК4×4 изготавливаются с редукторным и безредукторным приводом.

За последние годы большинство машин МК4×4 поставлено с безредукторным приводом, как наиболее надежным и экономичным.

Техническая характеристика машины МК4×4р

Максимальное статическое натяжение канатов, кгс	77 000
Максимальная разность статических натяжений, кгс	25 000
Максимальная скорость подъема, м/с	14

Диаметр, мм:

канатоведущего шкива	4000
отклоняющих шкивов	3000
максимальный канатов	40
Ширина приводного шкива, мм	970
Расстояние между канатами на канатоведущем шкиве, мм	300
Число подъемных канатов	4
Тип редуктора	2ЦД-17 2ЦД-20
Передаточное число редуктора	7,35; 10,5; 7,35; 10,5; 11,5 11,5
Максимальный крутящий момент редуктора, тс·м	45; 65 60; 75

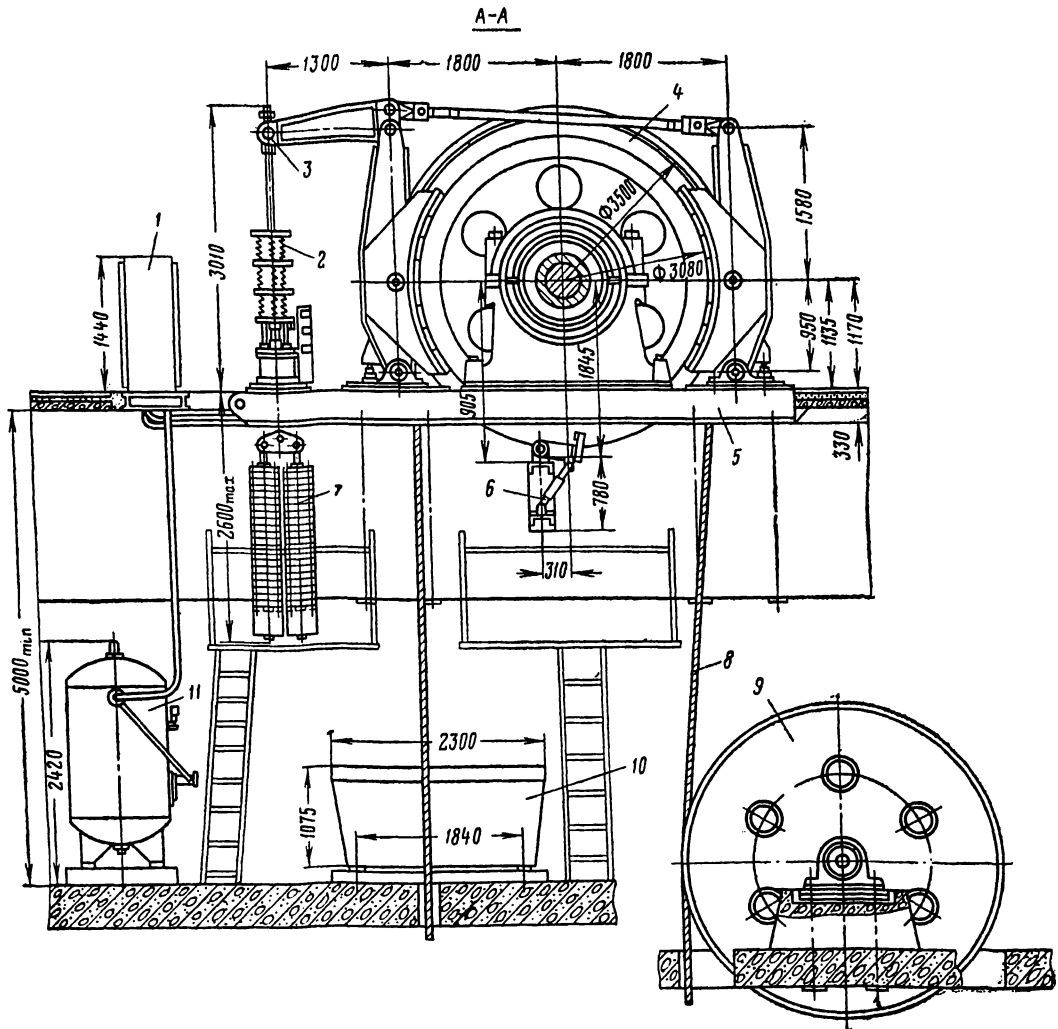


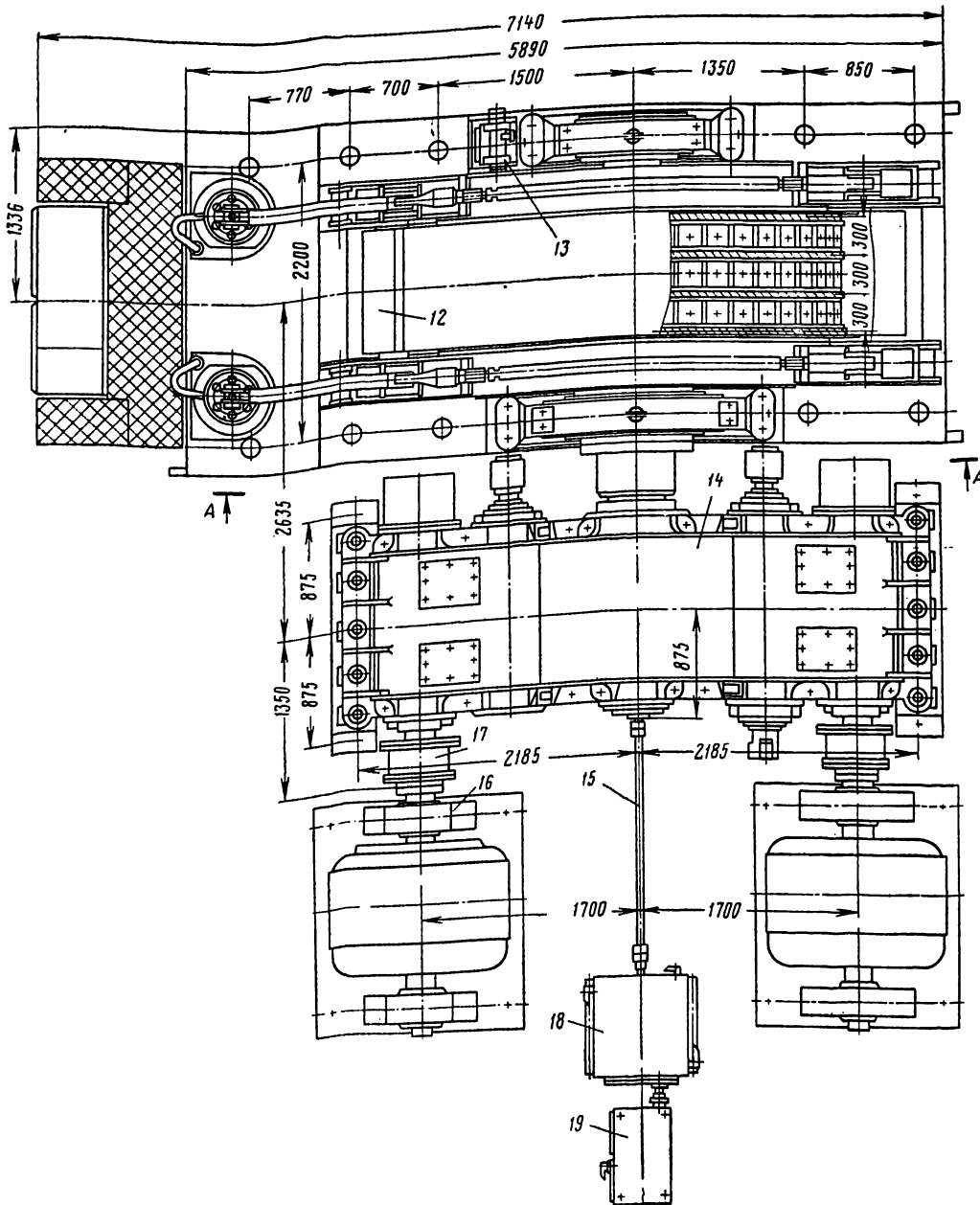
Рис. 4.54. Многоканатная подъемная машина МК3,25×4 с редукторным приводом

Предельная частота вращения моторного вала, об/мин	600; 480; 580	
Приведенная к радиусу навивки масса, кг:		
канатоведущего шкива	12 000	
отклоняющего шкива	5 000	
редуктора	. 2670; 3100; 5700; 8300;	
	4150	9800
Масса машины с редуктором, отклоняющими шкивами и приспособлениями, кг	126 000	135 000
Производительность при работе двухшкипового подъема с максимальной глубины, т/ч	750	
Максимальная мощность электродвигателей, кВт	2×2500	

коренная часть 1, панель 2 управления тормозом, установка компрессора и воздухоотборника 6, аппарат задания и контроля хода 9 типа АЗК, привод аппарата 10 типа АЗК, установка тахогенератора 8, приспособление 4 для проточки желобов на приводном шкиве, редуктор 7, маслостанция 3 редуктора, аппарат защиты от проскальзывания 5, пульт управления и отклоняющие шкивы (на рис. 4.57 не показаны).

Особенностью конструкции машины является соединение коренного вала машины с главным валом редуктора посредством жесткой фланцевой муфты, совмещенной с опорным подшипником. При этом корпус редуктора опирается на пружинные опоры. Такая конструкция позволяет значительно сократить осевые размеры

На рис. 4.57 показана многоканатная подъемная машина МК4×4р. Основные узлы машины:



машины, что важно для машин, устанавливаемых на башенных копрах. Машины МК4×4р изготавливаются с двухприводными редукторами 2ЦД-17 и 2ЦД-20. Быстроходные вал-шестерни редуктора соединяются с валами электродвигателей зубчатыми муфтами специальной конструкции.

Размеры машин с редукторами 2ЦД-17 и 2ЦД-20 приведены в табл. 4.27.

Таблица 4.27

Редукторы	Установочный размер (см. рис. 4.57), мм				
	А	Б	В	Г	Д
2ЦД-17	2795	1350	1040	300	875
2ЦД-20	2970	1350	1040	300	900

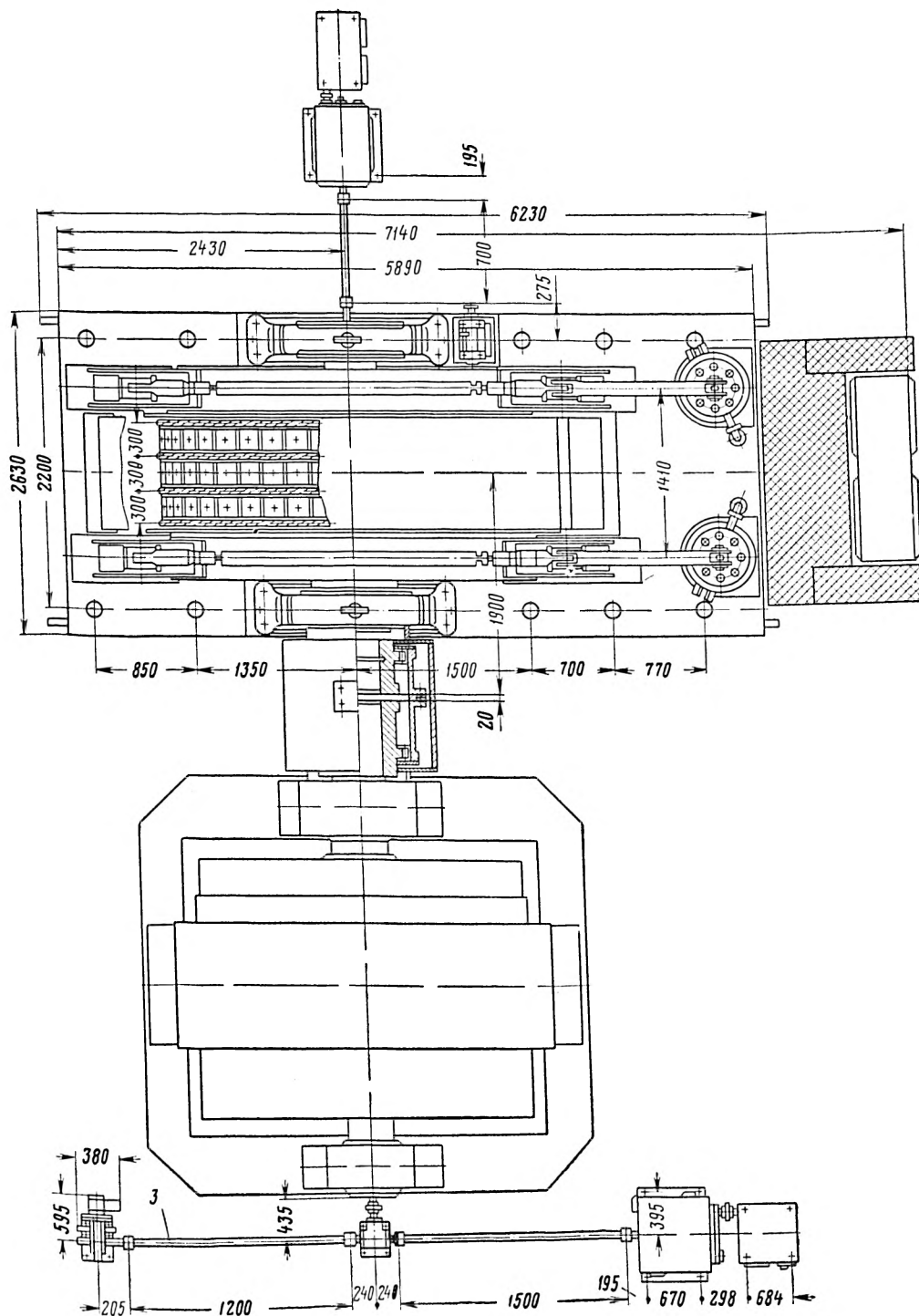


Рис. 4.55. Многоканатная подъемная машина МК3,25×4 с безредукторным приводом (вид в плане)

Смазка зубчатых передач редукторов производится с помощью специальных маслостанций, которые поставляются с охладителем АПВС или без него в зависимости от мощности приводных электродвигателей.

Коренная часть машины состоит из сборки главного вала, двух исполнительных органов тормоза колодочного типа и их приводов, стопора и защитного кожуха, смонтированных на общей раме сварной конструкции из листового проката. На раме предусмотрены обработанные поверхности для установки подшипниковых опор сборки главного вала, опор тормозных балок и приводов.

Сборка главного вала (рис. 4.58) состоит из приводного шкива 8 с футеровкой 6, главного вала 3 и подшипниковых опор 2 и 9.

Приводной шкив представляет собой неразъемный сварной барабан, у которого обечайка опирается на две лобовины 5 и на шесть кольцевых ребер 7, а лобовины приварены к стальным литым ступицам 4. Соединение последних с главным валом 3 выполнено бесшпоночным по прессовой посадке. Контролируемый натяг соединения обеспечивает передачу крутящего момента с требуемым запасом.

На приводных шкивах предусмотрена возможность крепления каната жимками, если машина будет использоваться для навески канатов или в случае применения машин на проходке.

Опорами главного вала 3 служат роликоподшипники 2 и 9, помещенные в разъемные корпуса 1.

Конструкция подшипниковых опор представлена на рис. 4.59. Внутреннее кольцо сферического роликоподшипника закреплено шайбой 1. Наружное кольцо помещено в чугунный корпус 5 и зажато боковыми крышками 2 и 6. Крышка 6 выполнена разъемной из двух половин. Она прикрепляется шпильками 4.

Опора со сферическим роликоподшипником № 3003296 сделана плавающей для компенсации теплового удлинения вала. Поэтому между выступами крышек 2 и 6 и кольцом роликоподшипника предусмотрены зазоры, величина которых определяется толщиной мерных прокладок 3.

Наружное кольцо конического роликоподшипника № 10979/950 для обеспечения поворота этой опоры помещено во втулку 11, наружная поверхность которой выполнена в виде сферы. Конический роликоподшипник со сферической втулкой устанавливается в литой чугунный корпус 9, имеющий внутреннюю сферическую поверхность. Для ограничения пово-

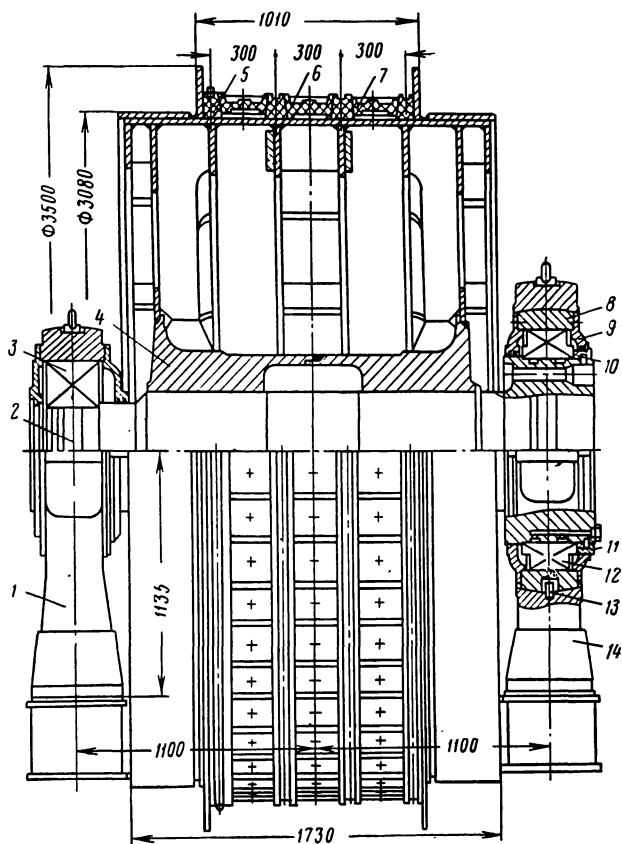


Рис. 4.56. Узел сборки главного вала многоканатной подъемной машины МКЗ,25×4

рота сферической втулки относительно корпуса подшипника во втулке установлен на резьбе специальный валик 10.

Наружное кольцо зажато боковыми разъемными крышками 12. Внутреннее кольцо конического роликоподшипника закреплено на валу с помощью специальных колец. В проточке на главном валу установлено разрезное кольцо 14, состоящее из двух половин, в которое упирается кольцо 13. Толщина кольца определяется по месту для надежного замыкания внутренних колец подшипника. Кольца 13 и 14 охватываются стаканом 15, который болтами 16 крепится к разрезному кольцу 14.

На всех поверхностях крышек, соприкасающихся с валом, проточены жировые канавки, заполненные густой смазкой через тавотницы 8. В крышках также установлены пробки 7 для заливки смеси при ревизии подшипников.

Соосность валов машины и редуктора достигается обработкой базовых поверхностей полумуфт и отверстий под пасованные втулки с помощью зеркального кондуктора. Запрессовка

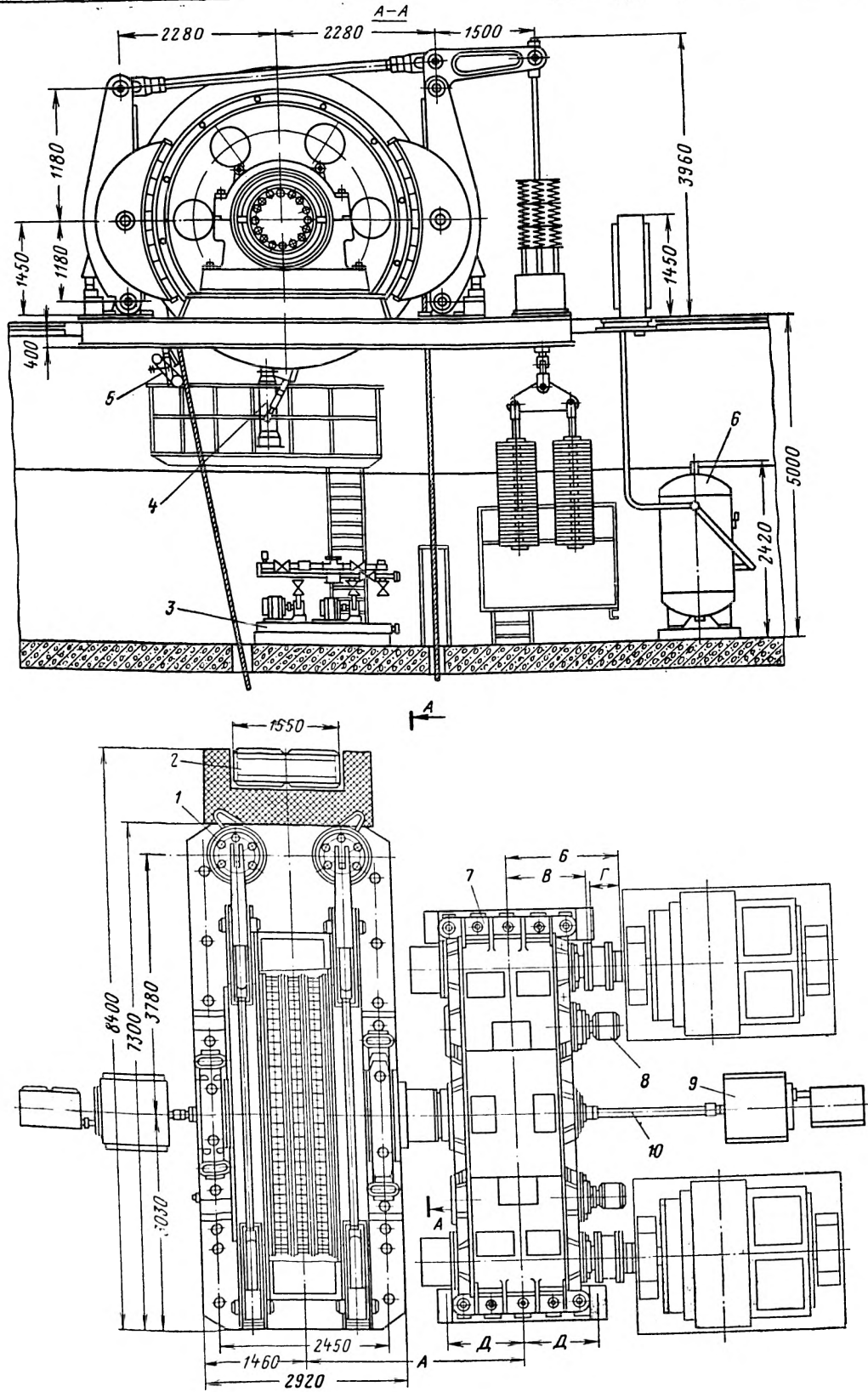


Рис. 4.57. Многоканатная подъемная машина МК4×4р

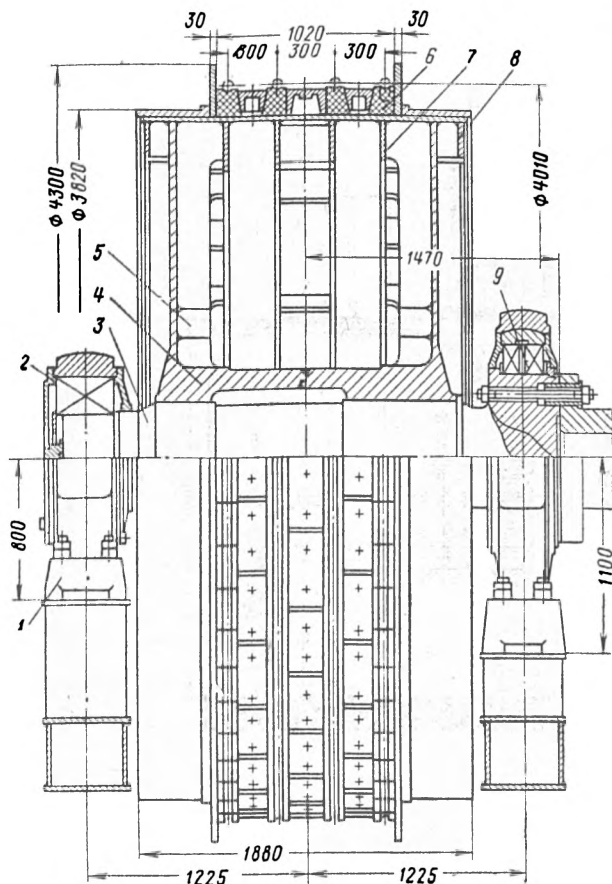


Рис. 4.58. Сборка главного вала машины МК4×4р

втулок производится специальным гидравлическим домкратом, поставляемым с машиной.

Для предохранения оборудования и помещений копра от воды и грязи, выносимых из ствола канатами, ведущий шкив закрыт кожухом.

Многоканатные подъемные машины МК4×4 выполняются также с безредукторным приводом (рис. 4.60) в двух исполнениях: с приводами от одного или от двух электродвигателей. В обоих вариантах соединение главного вала с валом электродвигателя осуществляется зубчатыми муфтами. В этом случае наибольшая скорость подъема — 16 м/с.

При эксплуатации машины МК4×4 следует иметь в виду, что радиально-сферический подшипник № 3003296 левой опоры главного вала рассчитан на срок службы до 10 лет. Поэтому запасной подшипник, гидравлический домкрат грузоподъемностью 100 т, насосная станция высокого давления на 1600 кгс/см², насосная станция НСР-400М и детали съемника должны быть в постоянной готовности.

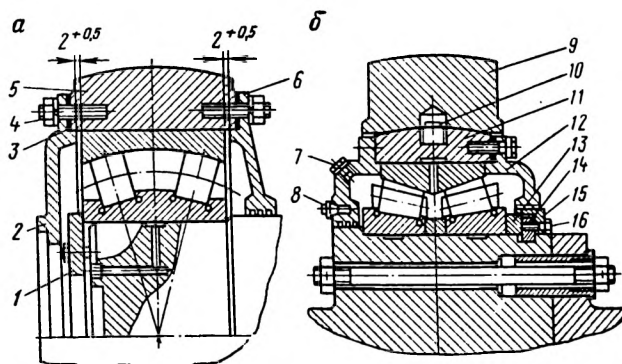


Рис. 4.59. Подшипниковые опоры коренного вала машины МК4×4 со сферическим (а) и коническим (б) подшипниками

Наиболее тяжелые узлы механической части машины имеют соответственно массу и габариты: сборка главного вала — 31,5 т и 3025 × 4300 мм, рама машины с корпусами подшипника — 14,5 т и 7300 × 2920 × 2700 мм, отклоняющие шкивы — 10 т и 3100 × 2200 мм.

С 1976 г. взамен многоканатной машины МК4×4 выпускается машина ЦШ4×4 с размерами и параметрами по ГОСТ 18116—72. Незначительные конструктивные отличия машины ЦШ4×4 от машины МК4×4 связаны с увеличением наибольшего статического натяжения с 77 до 80 тс.

Многоканатная подъемная машина МК5×4

Многоканатная подъемная машина МК5×4 предназначена в основном для оснащения высокопроизводительных скиповых подъемных установок.

Для привода машин МК5×4 применяется электропривод постоянного тока с тихоходными электродвигателями.

Техническая характеристика подъемной машины МК5×4

Максимальное статическое натяжение канатов, кгс	120 000
Максимальная разность статических натяжений канатов, кгс	25 000
Максимальная скорость подъема, м/с	16
Диаметр, мм:	
отклоняющего шкива	3000
канатоведущего шкива	5000
Максимальный диаметр канатов, мм	50
Ширина приводного шкива, мм	995
Расстояние между канатами на канатоведущем шкиве, мм	300
Число подъемных канатов	4
Масса, приведенная к радиусу навивки, кг:	
канатоведущего шкива	20 000
отклоняющего шкива	3 500

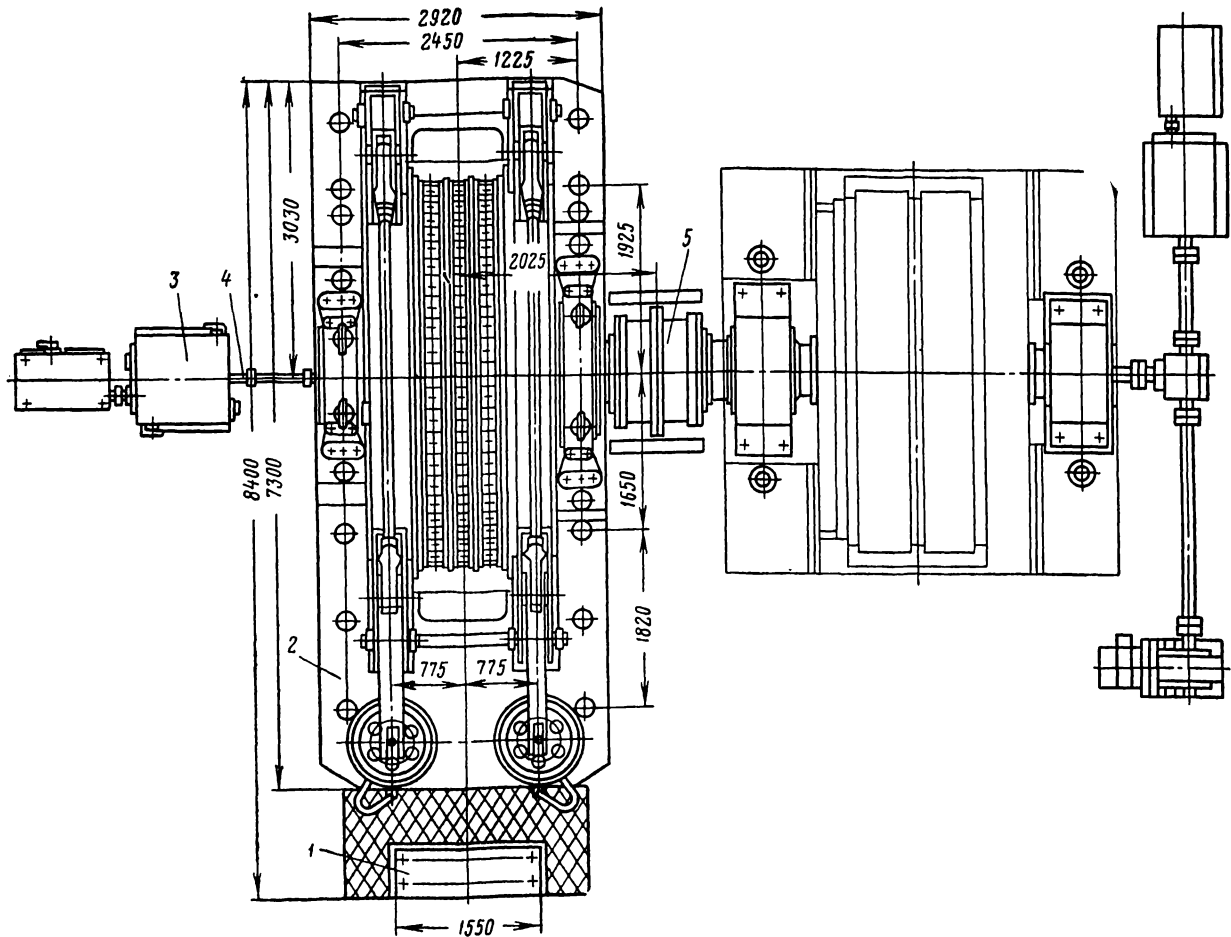


Рис. 4.60. Многоканатная подъемная машина МК4×4П (безредукторная)

Часовая производительность при работе с максимальной глубиной (двухскиповой подъем), т/ч	550
Максимальная мощность электродвигателей, кВт	5000
Общая масса машины без электрооборудования, т	140

Многоканатная подъемная машина МК5×4П с однодвигательным приводом показана на рис. 4.61. Мощная металлическая рама 3 служит фундаментом для опор коренного вала приводного шкива 7, опор 6 тормозных балок и тормозных цилиндров 2, стопора 10 и защитного кожуха 5.

Для увеличения жесткости фундамента под подшипниковыми опорами во внутренние полости рамы заливается бетон.

Коренной вал машины соединяется с валом тихоходного электродвигателя 9 зубчатой муфтой 8 типа МЗ-19 или МЗ-21.

Аппарат задания и контроля хода 4 и установка тахогенератора 11 получают вращение от коренного вала машины или от вала электродвигателя. При этом желательно, чтобы эти устройства не имели общего привода.

Панель 1 управления тормозом размещается со стороны тормозных приводов. При комплектации машины пружинным грузовым тормозным приводом используется панель управления тормозом ПТ-6, а при комплектации пружинным — ПТ-7.

Сборка главного вала машины (рис. 4.62) имеет значительные конструктивные отличия от аналогичных узлов других машин, связанные с большими действующими на машину нагрузками и габаритами деталей и узлов.

Для улучшения транспортабельности и удобства монтажа узла сборки главного вала ведущий шкив имеет разъемную конструкцию. На коренной вал 8 насажены по прессовой посадке две стальные кованые ступицы 3. Канатоведу-

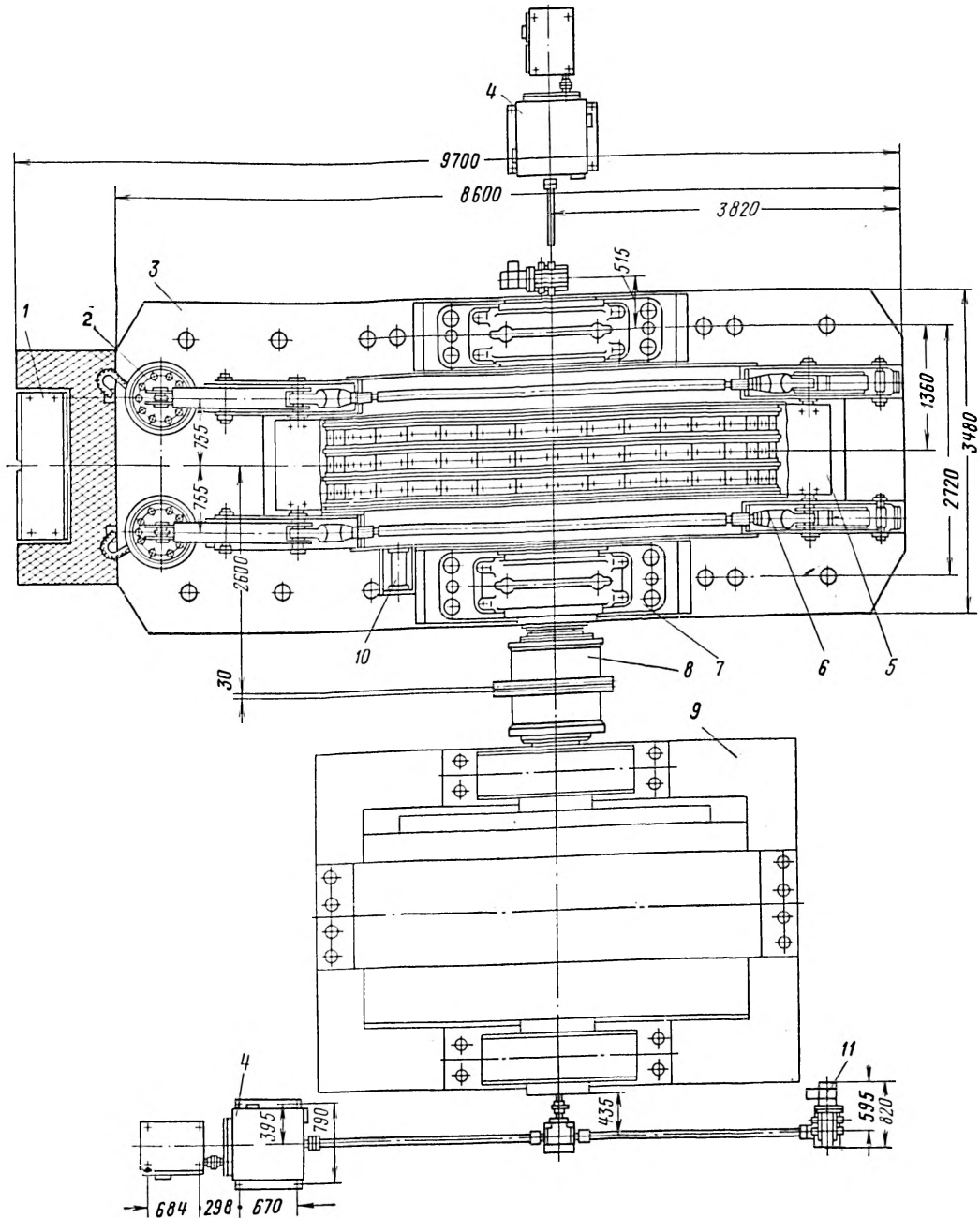


Рис. 4.61. Многоканатная подъемная машина МК5×4П с тихоходным однодвигательным приводом (вид в плане)

щий шкив 4 соединяется со ступицами 3 черными 7 и пасованными болтами 5 и втулками 6.

Ведущий шкив сделан из двух частей с диаметральной разъемом. Половинки шкива соединяются между собой болтами. Часть болтов устанавливается по напряженной посадке. Затем половинки шкива соединяются электро-сваркой.

Особое внимание при монтаже и эксплуатации следует обращать на надежность и правильность соединения канатоведущего шкива со ступицами. Зазор при монтаже между ступицами 3 и лобовинами шкива 4 до затяжки болтов не должен превышать 0,5 мм. Следует контролировать наличие натяга при постановке пазованных втулок 6.

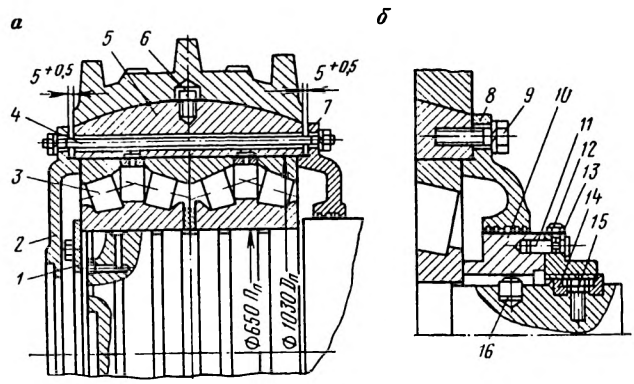
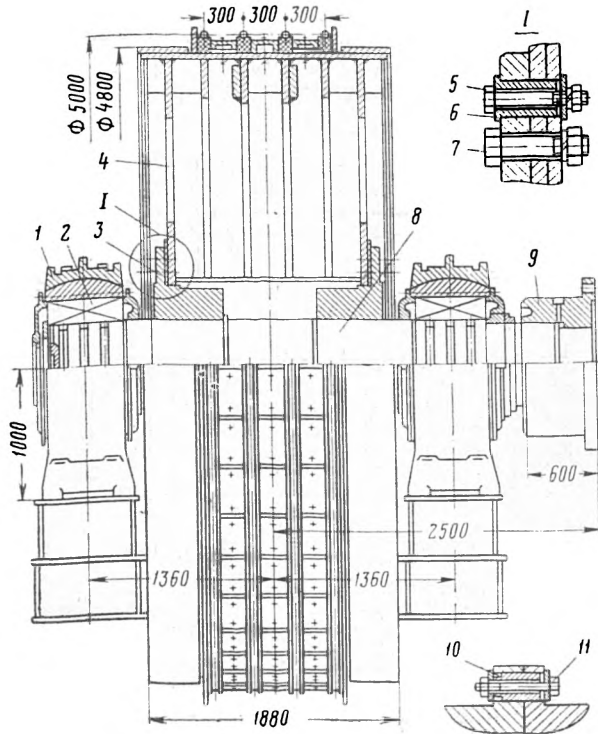


Рис. 4.63. Подшипниковые опоры многоканатной подъемной машины МК5×4:

а — плавающая; б — фиксированная

Рис. 4.62. Сборка главного вала многоканатной подъемной машины МК5×4

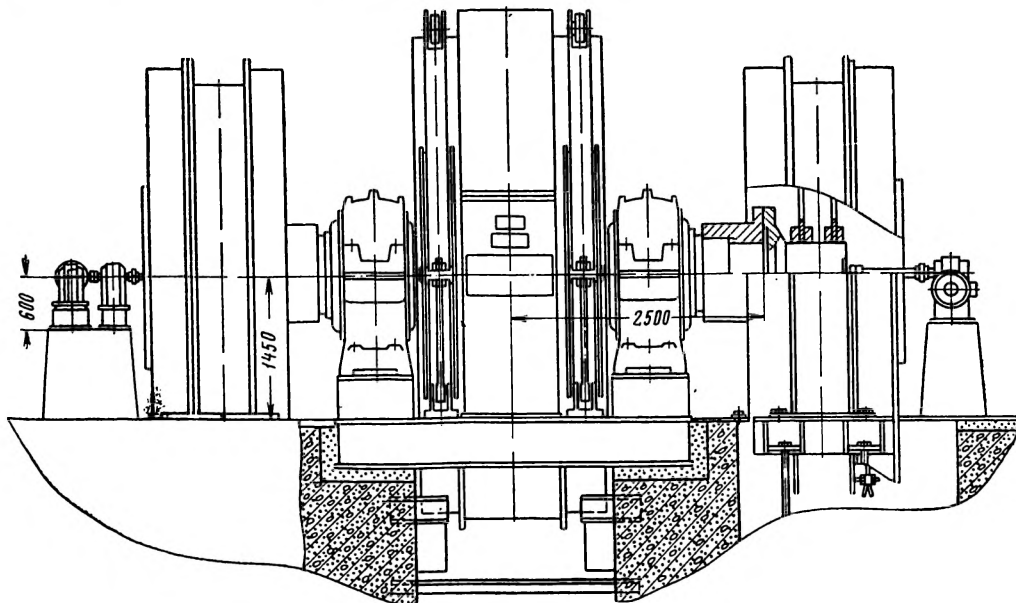


Рис. 4.64. Многоканатная подъемная машина МК5×4К

Опорами 2 коренного вала 8 служат нестандартные четырехрядные конические роликоподшипники № 777/650, помещенные в чугунные разъемные корпуса 1. Со стороны редуктора или электродвигателя опора зафиксирована от осевого перемещения, а вторая опора

выполнена плавающей для возможности свободного перемещения конца вала.

На коренной вал по прессовой посадке насажена полумуфта 9. При безредукторном варианте исполнения машины вместо жесткой

полумуфты на вал насаживается втулка зубчатой муфты.

Посадочные диаметры полумуфты и вала выполняются ступенчатыми для возможности применения гидросъема.

Соединения полумуфт редуктора и вала осуществляются втулками 10, запрессованными по напряженной посадке, и болтами 11. В последнее время втулки заменяются пассивными болтами.

Сборка главного вала при изготовлении на заводе подвергается статической балансировке в собственных подшипниках.

На рис. 4.63 показаны конструкции подшипниковых опор с четырехрядными коническими подшипниками. Подшипники качения 3 опираются на втулки, у которых наружные поверхности выполнены сферическими с центром, лежащим на оси вала. Это позволяет сделать опоры вала самоустанавливающимися и исключить влияние прогиба и перекоса вала на работоспособность коренного подшипника. Штифт 6 ограничивает перемещения шаровой втулки. Так как четырехрядный конический подшипник является нерегулируемым, то его наружные и внутренние кольца должны быть надежно сжаты. Только при этом условии радиальные зазоры между роликами и обоймами не будут превышать паспортные. Наружные кольца подшипников замыкаются следующим образом: на фиксированной опоре крышками 8, которые прикреплены болтами 9 к сферической втулке 5, на плавающей опоре — крышками 2 и 7, стянутыми шпильками 4, свободно пропущенными через сквозные отверстия в сферической втулке.

Внутренние кольца прижимаются к буртам коренного вала на одной опоре — торцовой крышкой 1, на второй — гайкой 13, через втулку 10, навинченной на кольцо 14. Последнее состоит из двух половин и установлено в кольцевой проточке вала, а каждая половина прикреплена к валу болтами 15. Втулка 10 фиксируется на валу от проворота штифтом 16. Гайка 13 стопорится относительно втулки валиком 11, а сам валик — винтом 12.

В процессе эксплуатации следует иметь в виду, что ослабление крепления крышек может привести к обрыву болтов 9 и шпилек 4 и к разрушению подшипника.

Для облегчения съема подшипников на посадочных поверхностях вала выполнены кольцевые канавки, в полости которых нагнетается масло через осевые сверления в валу.

Наиболее тяжелые узлы механической части многоканатной подъемной машины МК5×4 имеют массу и габариты: половина ведущего шкива — 15,5 т и 1860×5300 мм, коренной вал с подшипниковыми опорами — 48 т и 1810 ×

× 4300 мм, рама — 17 т и 3480×8360 мм, отклоняющие шкивы — 10 т и 3100×3200 мм.

В 1969 г. была изготовлена и поставлена для шахты «Родина» Криворожского бассейна многоканатная подъемная машина МК5×4К (рис. 4.64) с консольной подвеской якорей двух электродвигателей на коренном валу машины. Такая конструкция позволяет повысить надежность установки, упростить эксплуатацию за счет исключения опор роторов электродвигателей, маслосистемы и значительно уменьшить габариты машины.

Широкому распространению машин с консольной подвеской якорей электродвигателей препятствует ограниченное число (три) типоразмеров электродвигателей, разработанных и освоенных электротехнической промышленностью.

Многоканатная подъемная машина ЦШ5×4

Многоканатная подъемная машина ЦШ5×4 предназначена для оборудования вертикальных скиповых установок шахт.

Производство машины начато в 1975 г., ее параметры и размеры регламентированы ГОСТ 18116—72.

Техническая характеристика подъемной машины ЦШ5×4

Статическое натяжение канатов (не более), кг	145
Разность статических натяжений канатов (не более), кг	35
Скорость подъема, м/с	16
Диаметр канатоведущего шкива, мм	5000
Число подъемных канатов	4
Расстояние между осями подъемных канатов, мм	300
Маховый момент машины без редуктора, отклоняющих шкивов и электродвигателей (не более), тс·м ²	625
Маховый момент отклоняющих шкивов (не более), тс·м ²	50
Часовая производительность при глубине шахты 1600 м (двухскиповой подъем) (не более), т/ч	630
Мощность двух электродвигателей (не более), кВт	7 500
Масса машины без редуктора и электрооборудования (не более), кг	165 000

Многоканатная машина ЦШ5×4 изготовляется только в безредукторном исполнении. Ее приводом служат один или два тихоходных электродвигателя постоянного тока. Общая компоновка машины с одним двигателем аналогична рассмотренной компоновке машины МК5×4 с безредукторным приводом.

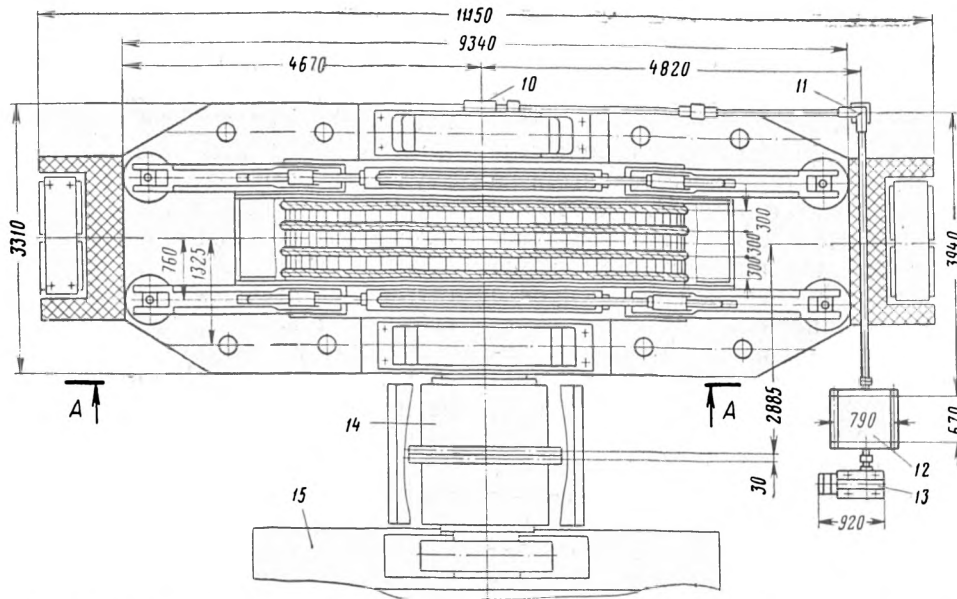


Рис. 4.65. Многоканатная подъемная машина ЦШ5×4 с однодвигательным приводом

Машина ЦШ5×4 (рис. 4.65) состоит из следующих узлов: панели 1 тормоза, двух исполнительных органов тормоза 2, сборки главного вала 3, четырех пружинных тормозных приводов 4, стопора 5, приспособления для проточки футеровки 6, воздухосборника с компрессором 7, отклоняющих шкивов 8, приспособления для проточки футеровки отклоняющих шкивов 9, конической передачи 10, углового редуктора 11, аппарата 12 типа АЗК, установки тахогенератора 13, зубчатой муфты 14, электродвигателя 15.

В отличие от многоканатной машины МК5×4 конструкция тормоза 2 здесь особая — грузовая часть привода отсутствует, рабочее и предохранительное торможение осуществляется четырьмя пружинными блоками 4. На каждый исполнительный орган тормоза 2 воздействуют два привода 4, усилия от которых суммируются. Два тормозных привода, расположенные по одну сторону шкива, управляются одной панелью 1, а каждая панель питается от автономной компрессорной установки с воздухосборником 7.

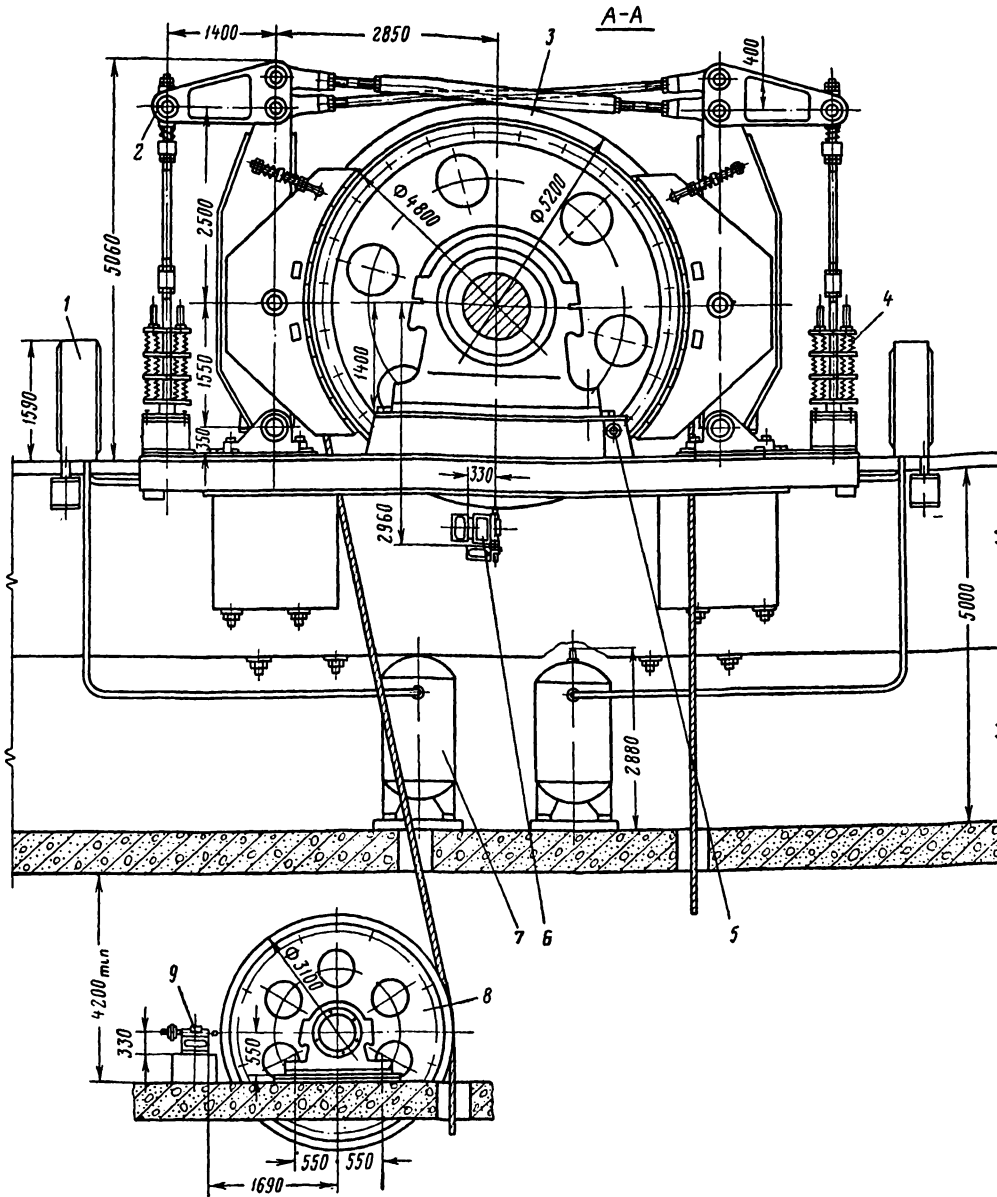
Конструкция узла сборки главного вала машины ЦШ5×4 (рис. 4.66) значительно отличается от конструкции этого узла машины МК5×4.

Сложные опорные узлы с четырехрядными коническими подшипниками и сферическими втулками упрощены за счет применения вновь освоенных самоустанавливающихся двухрядных сферических роликоподшипников 4

(№ 30032/850Х с размерами 850×1500×515 мм). В связи с ростом нагрузки посадочные размеры и диаметры вала 1 возросли. Внутреннее кольцо подшипника 4 надето на вал 1 по напряженной посадке и прижато торцевой шайбой 2.

Роликоподшипники устанавливаются в корпусах 9, имеющих для удобства монтажа горизонтальный разъем. Крышка подшипника 3 крепится к корпусу болтами, а в средней части имеются кольцевой вырез и посадочный пояс для крепления узла конической передачи. Улучшена также конструкция уплотнения в крышках 8 по сопряженному с валом диаметру — наряду с жировыми канатами применена манжета которая поджимается крышкой по мере ее износа. Торцевые крышки 7 сделаны из двух половин, что удобно при обслуживании подшипников, кроме того, предусмотрены пробки для заливки и спуска жидкой смазки при промывке подшипников 4. Промежуточная втулка 10 является распорной между внутренним кольцом подшипника и зубчатой муфтой. Ее назначение — не допустить осевых перемещений внутреннего кольца подшипника. При монтаже нагретую зубчатую муфту надевают на вал до упора во втулку 10, но при остывании линейные размеры муфты уменьшаются и между этими деталями появляется зазор. Для его устранения применена втулка 10 из двух половин, длину которой уточняют при сборке после охлаждения зубчатой муфты.

Вал 1 соединен со ступицами 5 и металлоконструкцией шкива 6 черными и чистыми бол-



тами. По концам оболочки шкива 6 приварены тормозные ободья.

Для возможности транспортировки канатопроводящий шкив 6 сделан из двух половин с разъемом по диаметральному сечению. После монтажа разъем обваривается по всему периметру.

Наиболее тяжелые неразъемные узлы механической части машины имеют соответственно массу и габаритные размеры: половина канатопроводящего шкива 15 т и 2700×5200 мм, главный вал с опорами и ступицами — 65 и 4400×2520 мм, рама — 15,8 т и 9340 ×

× 3310×1020 мм, отклоняющие шкивы — 10 т и 3100×3200 мм.

Многоканатная подъемная машина ЦШ5×8

Многоканатные подъемные машины ЦШ5×8 предназначены для оборудования скиповых вертикальных подъемных установок шахт и рудников.

В 1969 г. был изготовлен опытно-промышленный образец машины для крупнейшей в Криворожском бассейне шахты «Родина». Положительные результаты его испытаний позволили

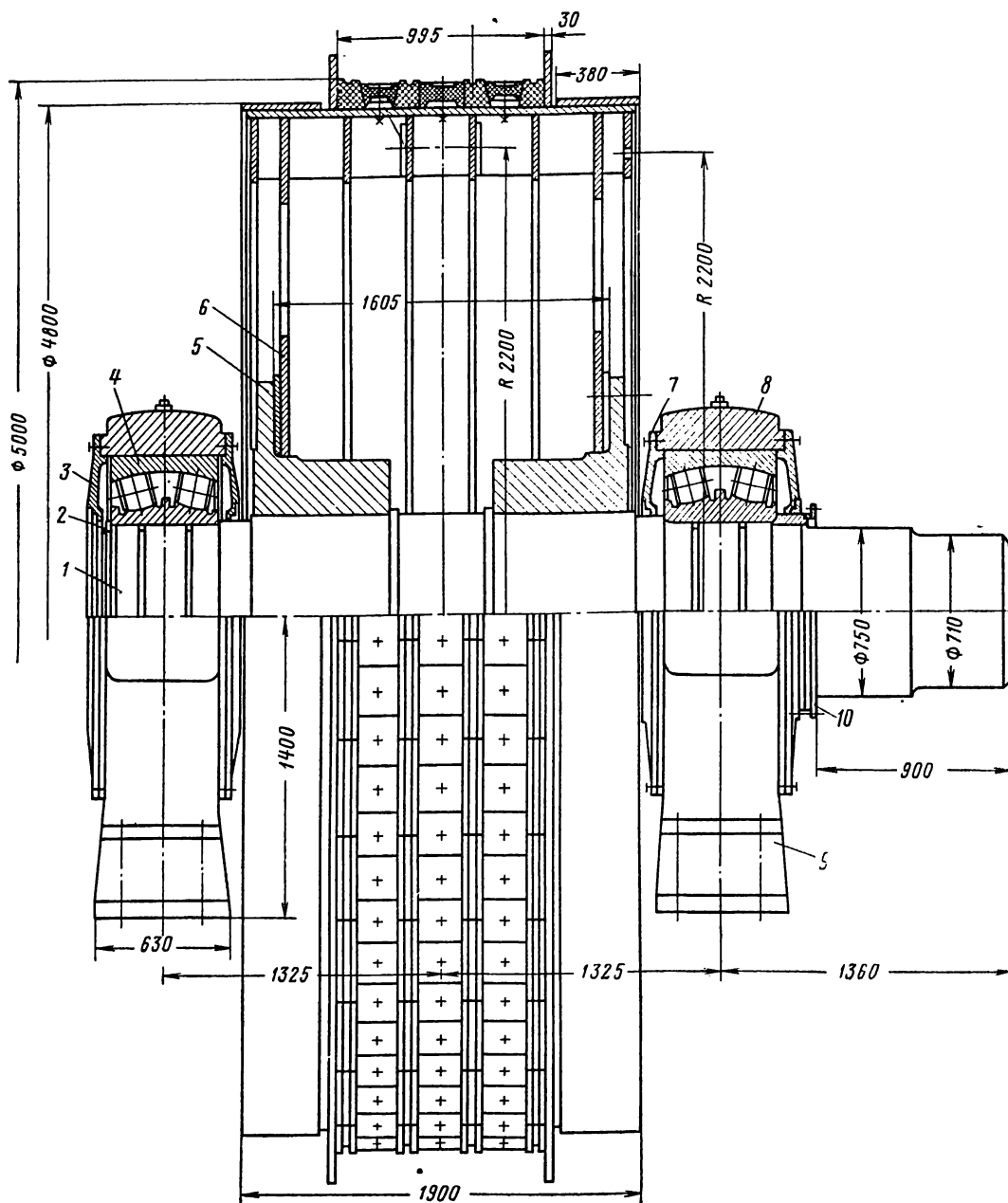


Рис. 4.66. Сборка главного вала машины ЦШ5×4

присвоить машине ЦШ5×8 государственный Знак качества. Теперь эта машина выпускается серийно с двухдвигательным безредукторным приводом, ее параметры и размеры установлены ГОСТ 18116—72.

Техническая характеристика подъемной машины ЦШ5×8
 Статическое натяжение канатов, кгс, не более 215 000
 Разность статических натяжений канатов, кгс, не более 50 000

Скорость подъема, м/с, не более	16
Диаметр, мм:	
канатоведущего шкива	5 000
отклоняющих шкивов	3 000
Число подъемных канатов	8
Расстояние между осями подъемных канатов, мм	300
Маховый момент машины без редуктора, отклоняющих шкивов и электродвигателей, тс·м ² , не более	1100
Маховый момент отклоняющих шкивов, тс·м ² , не более	80

Часовая производительность при глубине шахты 1600 м (двухскиповой подъем), т/ч, не более	1000
Мощность двух электродвигателей, кВт, не более	10 000
Масса машины без редуктора и электрооборудования, кг, не более	250 000

Многоканатная машина ЦШ5×8 показана на рис. 4.67.

Основные узлы машины, собранные на раме 14, образуют коренную часть 1. Сварная рама имеет обработанные поверхности, на которые устанавливаются тормоза 12, тормозные приводы 13, сборка главного вала 11, защитный кожух 9, две панели управления тормозами 8.

Значительные отличия параметров подъемной машины ЦШ5×8 от аппаратов других многоканатных машин, например от ЦШ5×4, и сравнительно небольшая потребность в них заставили конструкторов уделить внимание унификации и разработке новых схемных решений узлов. Так, с целью использования тормозных приводов машины ЦШ5×4 исполнительный орган тормоза 12 выполнен со скрещивающимися двойными горизонтальными тягами и угловыми рычагами по обе стороны тормозного обода. Такая конструкция тормоза позволяет суммировать усилия двух приводов и, кроме того, дает возможность применять унифицированные панели управления тормозом 8 и компрессорные установки с воздухохраниками 15.

Валы электродвигателей 3, расположенных по обе стороны канатоведущего шкива, соединяются со сборкой главного вала 11 зубчатыми муфтами 2 с защитными щитками 10. Втулки зубчатых муфт посажены на валы с натягом, поэтому передача крутящего момента осуществляется силами трения. Противоположные концы валов электродвигателей 3 соединены через конический раздаточный редуктор 5 и привод 6 аппарата АЗК с аппаратом 7 типа АЗК и узлом установки тахогенератора 4.

Под машиной смонтированы приспособления для проточки тормозных полей 16 и футеровки 17; ниже находятся отклоняющие шкивы 19, сближающие ветви подъемных канатов 18.

В процессе эксплуатации ручки футеровки отклоняющих шкивов периодически протачиваются с помощью приспособления 20. Суппорты для проточки футеровки канатоведущего и отклоняющих шкивов унифицированы.

Крупные узлы машины выполнены разъемными, чтобы облегчить их обработку и сборку на заводе и монтаж на шахте; так, например, рама машины 14 имеет продольный разъем, обе ее половины соединяются чистыми болтами; канатоведущий шкив узла сборки главного

вала разбирается на четыре части: вдоль — по диаметральной плоскости и поперек — по середине шкива.

На рис. 4.68 показана конструкция сборки главного вала — основного узла коренной части машины. Она воспринимает нагрузку от восьми подъемных канатов и передает тяговое усилие, развиваемое электродвигателями, через зубчатые муфты 8, главный вал 11, ступицы 7 и канатоведущий шкив 6. Ступицы соединяются с главным валом по прессовой посадке, а со шкивом 6 — чистыми болтами 14.

Поверхность обечайки шкива футеруется колodками 1 из полихлорвинилового пластика ПП-45 с поперечным сечением трапецеидальной формы. Футеровка прижимается к оболочке клиновидными сегментами 3 и фиксируется от смещения вдоль образующей цилиндра прямоугольными сегментами 2. Тормозные ободья 5 привариваются электросваркой к обечайке шкива.

Сборка главного вала вращается на самоустанавливающихся сферических двухрядных роликоподшипниках 10 (№ 30032/850X с размерами 850×1500×515 мм). Первый подшипник зафиксирован торцовыми крышками 13 в опоре 12, второй — может перемещаться в одну или другую сторону на 5 мм с тем, чтобы вал мог свободно удлиняться или укорачиваться при изменении его температуры.

Если при эксплуатации потребуется снять подшипник 10 и заменить его новым, то следует применить унифицированную станцию высокого давления (1600 кгс/см²) для нагнетания масла к поверхностям трения втулки 9 и вала 11, а также съемник с домкратами и насосной станцией НСР-400М. Это же оборудование используется и при демонтаже подшипника.

В отличие от других машина ЦШ5×8 имеет приспособление для проточки тормозных полей (рис. 4.69). При изготовлении половин канатоведущего шкива обрабатываются и тормозные поля, однако возможная их несоосность при изготовлении и монтаже, а также деформация шкива при сварке могут потребовать доводки тормозных полей на шахте.

Приспособление имеет жесткую станину 1, направляющие 13 которой выставляются при монтаже параллельно оси вращения шкива. Так как при обработке тормозных полей требуются высокие точности и чистота поверхности, то соединение плиты суппорта 3 с направляющими станины 13 должно иметь минимальные зазоры. Конструктивно это выполнено применением регулируемого «ласточкина хвоста», который образуется соответствующей формой пазов плиты 3, подвижным клином 19

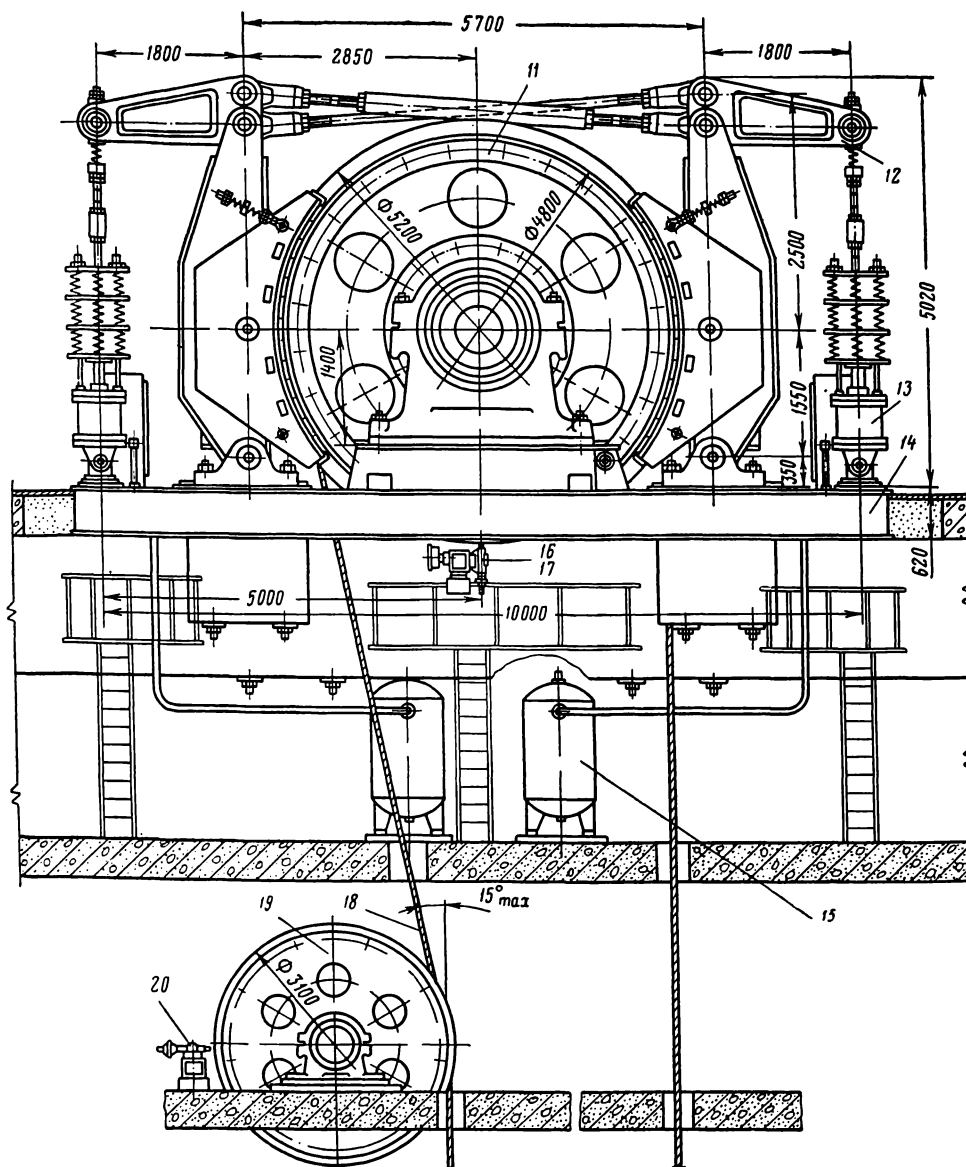


Рис. 4.67. Многоканатная подъемная машина ЦШ5×8

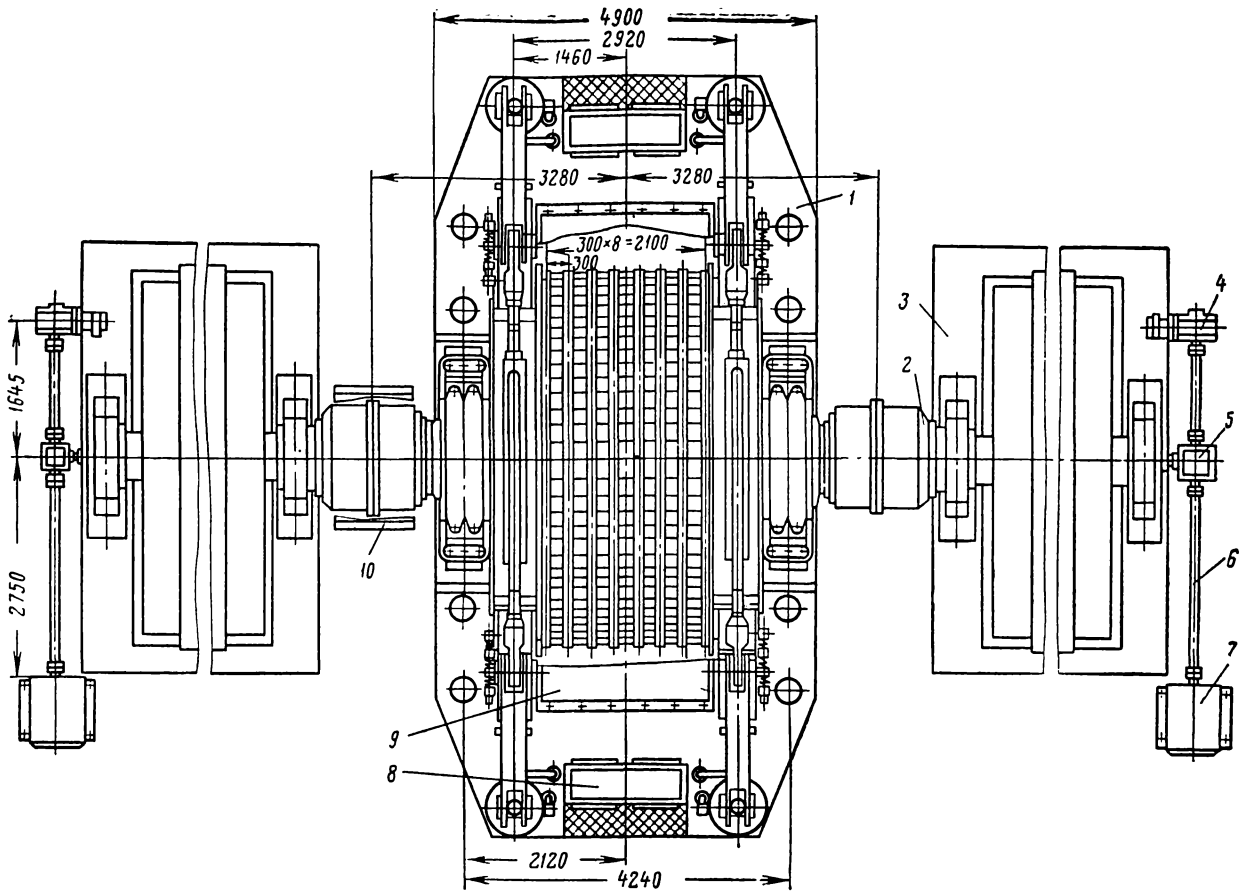
и планкой 18. Минимальный зазор между направляющими 13 и вкладышем 19 суппорта 3 устанавливается регулировочным винтом 17. Очистка направляющих от грязи производится скребками 6.

Для радиального перемещения резца 4 резцедержатель 5 имеет направляющий хвостовик, который заведен в паз суппорта, выполненный также в виде «ласточкина хвоста». Требуемая минимальная величина зазора в этом соединении обеспечивается перемещением клина 16 регулировочным болтом 15. Чтобы переместить резец 4 в радиальном направлении, поворачи-

вают лимб-маховик 11, жестко связанный с ходовым винтом 8. Винт фиксируется контргайкой 9. Радиальное усилие резания при проточке воспринимается подшипником 10.

Продольная подача суппорта осуществляется также вручную вращением маховика 12, закрепленного на хвостовике червяка. Последний находится в зацеплении с червячным колесом, выполненным в виде ходовой гайки. Ходовой винт 7 при этом не вращается — оба его конца закреплены в кронштейнах 2 (на рис. 4.69 второй кронштейн не показан).

Необходимая скорость резания при проточке



тормозных полей обеспечивается соответствующей скоростью вращения канатоведущего шкива.

При смене футеровки на канатоведущем шкиве, а также в процессе эксплуатации машины ручки футеровки периодически протачиваются профильным резцом для достижения минимальной разницы в их диаметрах. На рис. 4.70 показано приспособление для проточки футеровки 3, достоинствами которого являются высокие точность, простота и надежность, что достигается благодаря большой жесткости станины 1, минимальным зазорам в направляющих станины 7 и суппорта 2 и точной установкой приспособления монтажными клиньями 5. Величина радиальной подачи резца определяется по шкале грубого отсчета и микрометрическому нониусу.

Станина 1 используется для установки двух суппортов — приспособлений для проточки тормозных полей и футеровки. Крепится она к балкам фундамента болтами 4 и 8, от шахтной воды защищается кожухом 6 и ингибиторными покрытиями.

Узел крепления суппорта в направляющих

выполнен аналогично рассмотренному ранее — в виде регулируемого «ласточкина хвоста». Резцедержатель 2 имеет на одном конце отверстие для крепления резца, на другом — винтовую нарезку, на которую посажен штурвал. Для того чтобы резцедержатель не вращался в цилиндрическом стакане, к нему прикреплен сухарь, размещенный в продольном пазу стакана. Здесь же закреплена миллиметровая шкала для отсчета подачи резца, а на штурвале — микрометрический лимб. После проточки ручки футеровки суппорт снимают с направляющих для хранения в сухом месте, а станину консервируют и закрывают защитным щитком.

Приспособление для проточки отклоняющих шкивов показано на рис. 4.71. Конструкции суппорта 1 и станины 2 аналогичны их конструкциям в приспособлении для проточки футеровки.

Размеры крупных деталей машины определяют размеры проемов в перекрытиях башенного копра, а их вес — грузоподъемную силу монтажного крана.

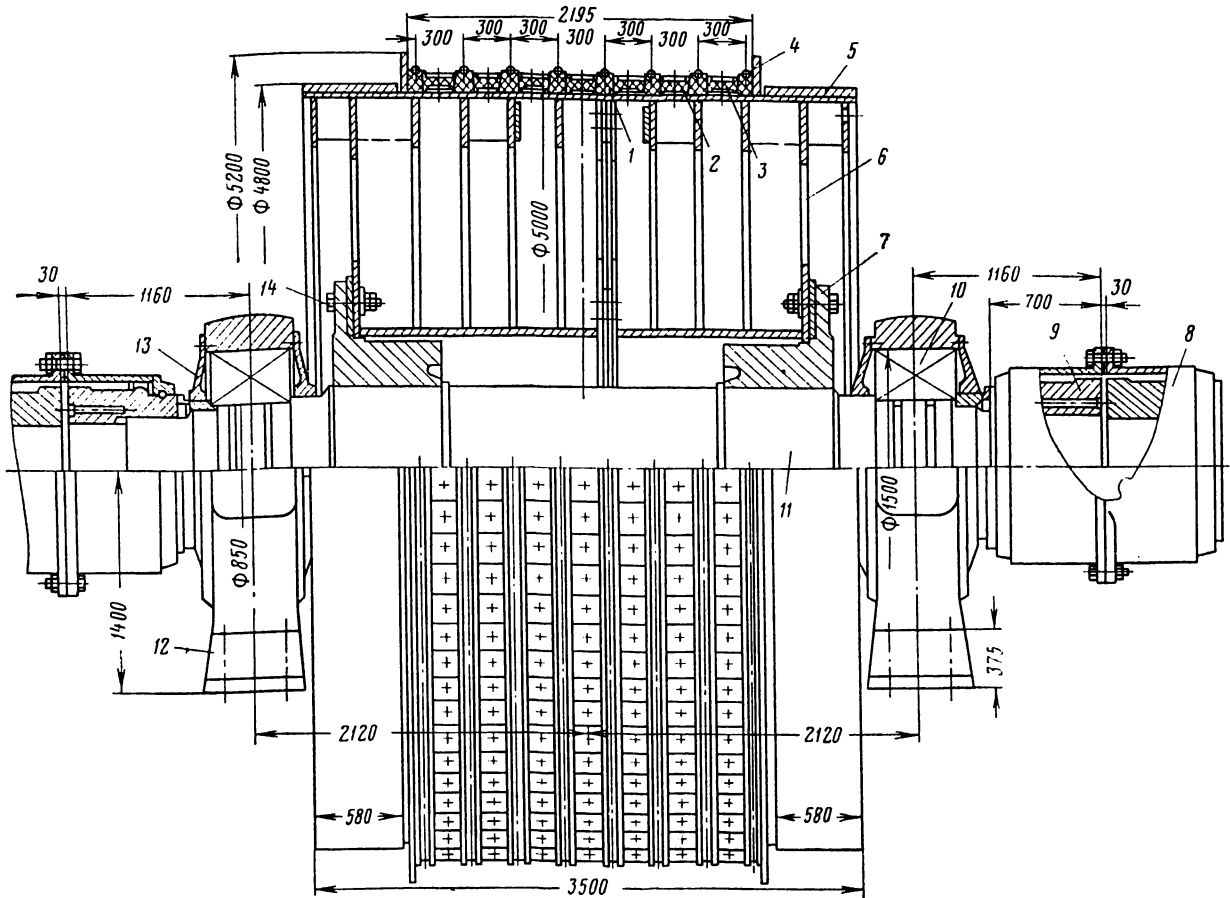


Рис. 4.68. Сборка главного вала машины ЦШ5×8

Наиболее тяжелые узлы механической части машины имеют соответственно массу и габариты: главный вал с подшипниковыми опорами и ступицами — 60 т и 2720×6560 мм, половинки рамы с деталями — 15 т и 2450×10 000 мм, отклоняющие шкивы — 18,5 т и 3100×3430 мм. Масса ротора электродвигателя и его размеры зачастую являются определяющими при выборе грузоподъемности мостового крана и назначении размеров монтажного проема.

Унифицированные узлы и детали

Многоканатные подъемные машины комплектуются оригинальными и унифицированными узлами. Оригинальные узлы являются специфичными для каждого типоразмера машины (сборка главного вала, рама и др.). Унифицированные узлы и детали применяются на части или всех типоразмерах многоканатных машин. К таким узлам относятся установка тахогенератора, привод аппарата АЗК, установка реле контроля скольжения каната, стопор, узлы

тормозной системы, приводные редукторы, отклоняющие шкивы, приспособления для нарезки ручьев на футеровке и др. Конструкция указанных узлов описана ниже.

К унифицированным деталям относятся колодки футеровки ведущих и отклоняющих шкивов, крепежные колодки и др. На рис. 4.72 показано продольное сечение ведущего шкива четырехканатной подъемной машины, на обечайке которого установлены колодки футеровки из полимерного материала (Донецкий машиностроительный завод им. Ленинского комсомола Украины применяет футеровку из полихлорвинилового пластиката). Колодки футеровки имеют трапециевидальное сечение. Для всех машин применяют три типоразмера футеровки*. Крепление футеровок на всех машинах выполняется одинаково (см. рис. 4.72).

* А. Д. Димашко, И. Я. Гершиков, А. А. Кривневич. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины. Справочник. М., «Недра», 1973, с. 301.

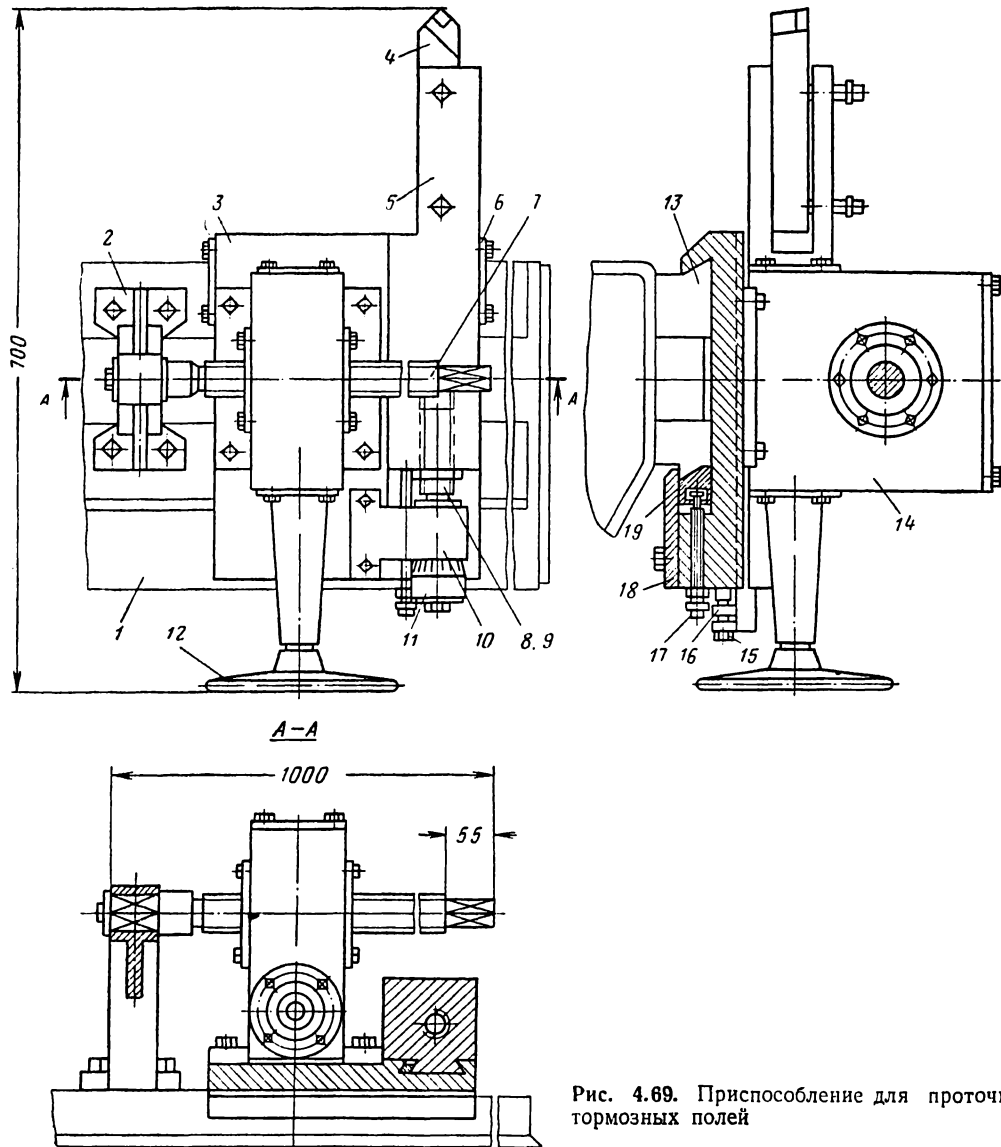


Рис. 4.69. Приспособление для проточки тормозных полей

Колдки футеровки 1 попарно располагаются наклонными гранями одна к другой. К оболочке шкива их прижимают болтами 3, используя крепежные колдки с наклонными 2 и параллельными 4 гранями. Колдки изготовляются из древесной пресскрошки и крепятся к обечайке болтами 3, которые попарно стопорятся проволокой.

Установка тахогенератора служит датчиком действительной скорости в схеме автоматического регулирования хода машины.

Для многоканатных подъемных машин с безредукторным приводом от тихоходных электродвигателей применяются установки тахогенератора УТГ-125, а для машин с редукторным

приводом тахогенераторы встраиваются в приводные редукторы с применением унифицированных вспомогательных редукторов РВУ-100.

Установка тахогенератора УТГ-125 соединяется с коренным валом машины или электродвигателя непосредственно шарнирной муфтой или через раздаточный редуктор тахогенератора с передаточным числом, равным единице, если вращение передается также к аппарату задания и контроля хода. Для повышения надежности работы машины обычно предусматривается два тахогенератора МИ-32Ф; один в установке УТГ-125, другой получает вращение от вала отклоняющих шкивов через унифицированный редуктор РВУ-100.

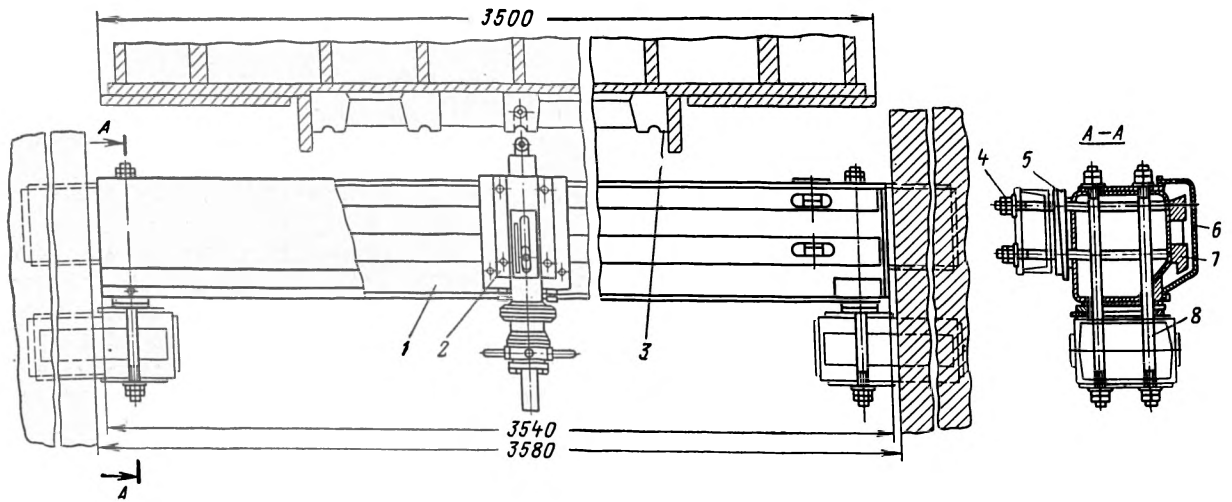


Рис. 4.70. Приспособление для проточки футеровки

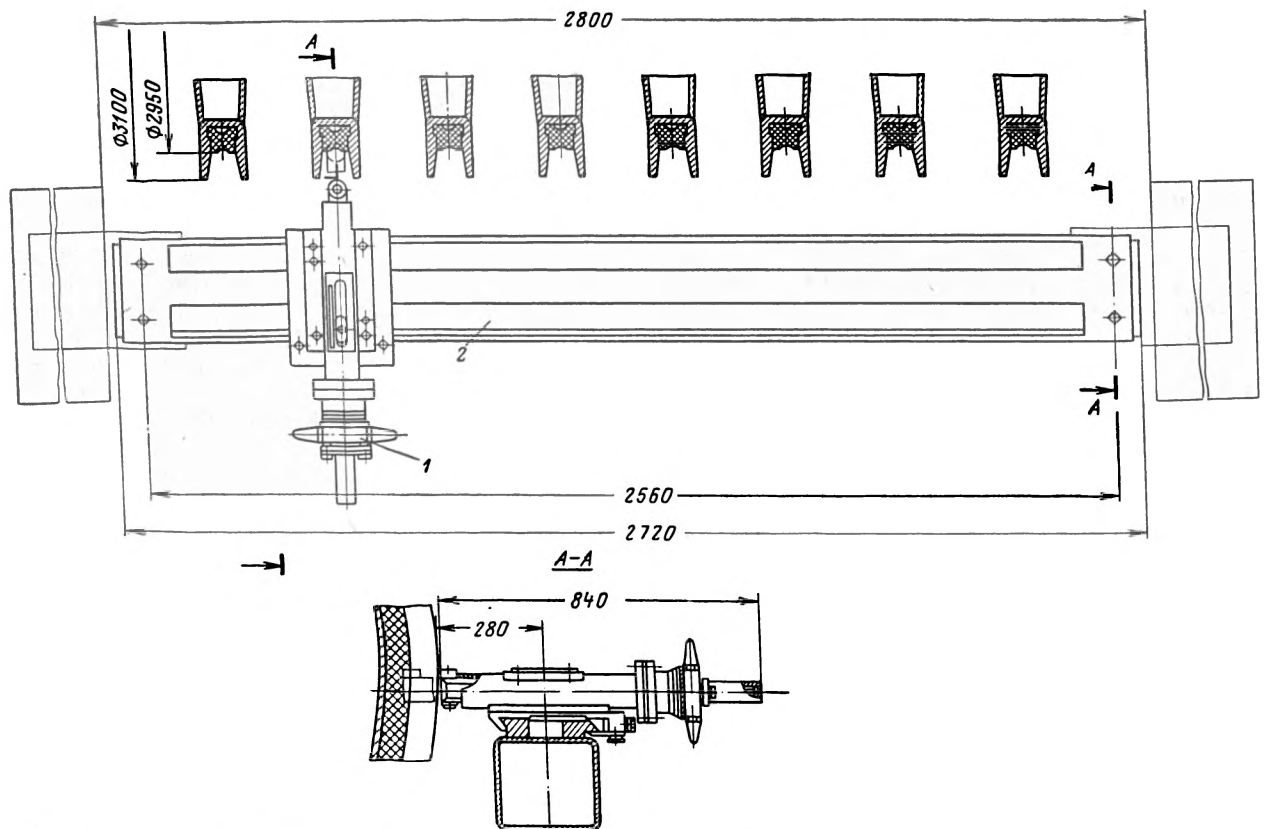


Рис. 4.71. Приспособление для проточки футеровки отклоняющих шкивов

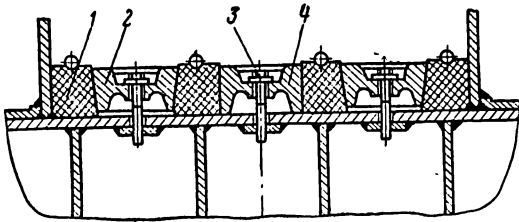


Рис. 4.72. Продольное сечение канатоведущего шкива

Установка тахогенератора УТГ-125 состоит из цилиндрикоконического редуктора и тахогенератора, в качестве которого применен электродвигатель постоянного тока МИ-32Ф фланцевого исполнения, мощностью 0,37 кВт, напряжением 220 В, с максимально допустимой частотой вращения вала 1000 об/мин.

Конструкция установки тахогенератора УТГ-125 показана на рис. 4.73. На вал электродвигателя 1 насажена коническая шестерня 4, а сам электродвигатель прифланцован к корпусу редуктора 3. Для защиты электродвигателя от масла предусмотрены манжеты 2. Коническое колесо 9 насажено на вал-шестерню 5. Последняя и сопряженное с ней зубчатое колесо 6 являются сменными деталями, позволяющими получить передаточные числа редуктора: 9,7; 12,9; 16,15; 19,5; 24,4. Причем передаточное число редуктора выбирается таким, чтобы число оборотов тахогенератора при максимальной скорости движения подъемных судов не превысило допустимое (1000 об/мин). Выходной вал 8 выполнен двусторонним. Один из его концов защищен колпаком 7. Межцентровое расстояние установки 125 мм, ее передаточное число 24,4.

Для смазки зацепления в корпус редуктора заливается автотракторное трансмиссионное масло — нигрол (ГОСТ 542—52) в количестве, необходимом для погружения конического колеса на половину длины зуба.

Качественная работа устройства возможна только при минимальных люфтах в зубчатых зацеплениях и элементах привода тахогенератора. При больших люфтах неизбежны пульсации напряжения на клеммах тахогенератора.

В тех случаях, когда вал электродвигателя или подъемной машины используется для подсоединения аппарата АЗК и установки тахогенератора, применяется раздаточный редуктор (рис. 4.74) с передаточным числом, равным единице. Соединение валов раздаточного редуктора осуществляется шарнирными или эластичными пальцевыми муфтами. В литом неразъемном корпусе 1 помещены сборки шесте-

рен 8 и 10. Подшипники валов 6 установлены в стаканах 8 и 9 и фиксируются боковыми крышками 5. В крышках размещены уплотнения 7. Шестерни на валы посажены на призматических шпонках. Регулировка зацепления производится прокладками 11, устанавливаемыми между стаканами и корпусом редуктора. Заливка масла и осмотр зацепления производятся через люк, закрытый крышкой 3. Масло заливается до уровня пробки 4. Для смазки подшипников установлены тавотницы 2.

При редукторном приводе машины два тахогенератора МИ-32Ф получают вращение от промежуточных валов приводного редуктора через встраиваемые редукторы РВУ-100.

Исполнение редуктора РВУ-100 определяется диаметром расточки места установки редуктора: в первом исполнении — 440 А_з, во втором — 360 А_з, в третьем — 260 А_з. Требуемое передаточное число редуктора достигается установкой сменных шестерен и колес и сборкой редуктора по одно- или двухступенчатой схеме. Одноступенчатый редуктор может иметь передаточные отношения: 1,04; 1,3; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; двухступенчатый редуктор: 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20 и 25.

В зависимости от исполнения и передаточного числа редуктор обозначается, например, РВУ-100-1-12,5. Условное обозначение расшифровывается следующим образом: редуктор вспомогательный унифицированный с суммарным межцентровым расстоянием 100 мм, первого исполнения, с передаточным отношением 12,5.

Корпус редуктора имеет три сквозные расточки под подшипниковые опоры трех валов. При одноступенчатом варианте редуктора одна из расточек не используется и закрыта крышками. Смазка зацепления производится окутанием зубчатых колес в масляную ванну или разбрызгиванием с помощью брызгала. Тип масла — индустриальное И45А. Контроль уровня масла в картере редуктора производится жезловым указателем.

На рис. 4.75 показана установка тахогенератора с редуктором РВУ-100. Установка состоит из электродвигателя 9, прифланцованного к редуктору посредством стакана 7 и редуктора 1. Редуктор РВУ-100 прикреплен болтами к крышке, бонкам подшипниковых опор приводного редуктора или отклоняющих шкивов. Вращение от вала приводного редуктора передается к редуктору РВУ-100 и от него к тахогенератору через две крестовые муфты, состоящих из деталей 6, 8, 10 и 4, 2, 5. Полу-муфта 5 прикреплена к валу приводного редуктора болтами, полу-муфта 2 посажена на шлицевой валик по ходовой посадке, между

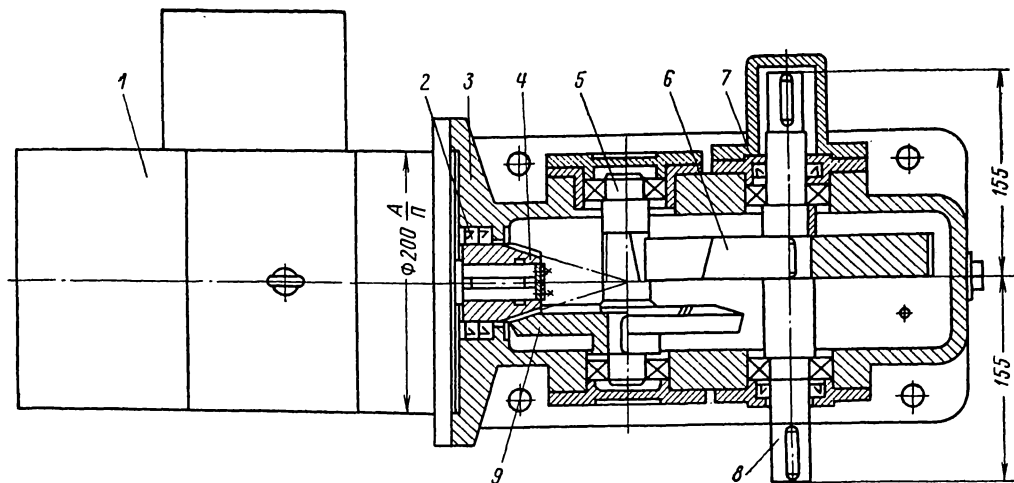


Рис. 4.73. Установка тахогенератора УТГ-125

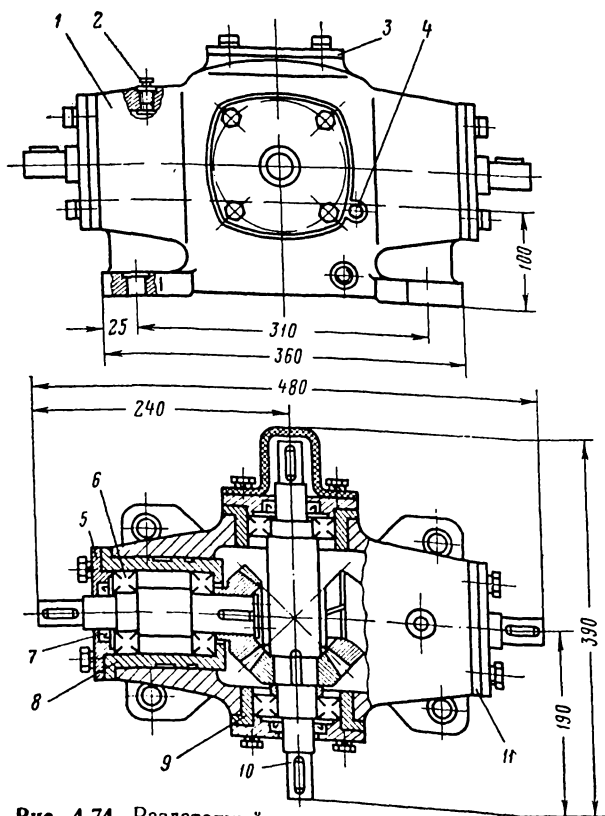


Рис. 4.74. Раздаточный редуктор

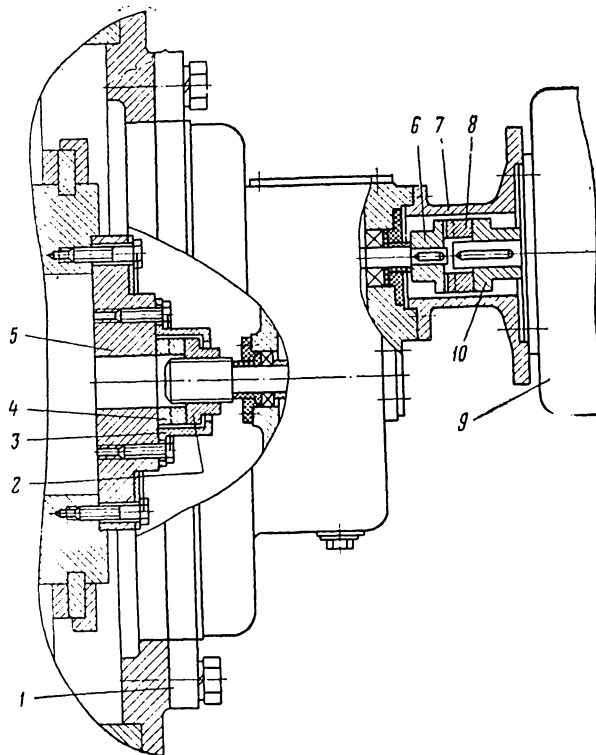


Рис. 4.75. Установка тахогенератора с редуктором РВУ-100.

ними размещен средний кулачковый диск 4. Последний и шлицевая полумуфта 2 центрируются при сборке стаканом 3. Полумуфты 6 и 10 имеют с валами шпоночные соединения.

Привод аппарата задания и контроля хода машины предназначен для передачи вращения от вала машины или главного вала приводного редуктора к аппарату АЗК.

Унификация мест подсоединения позволяет выполнить различные варианты размещения. При этом всегда предпочтительными являются варианты размещения АЗК с непосредственным подсоединением к главному валу машины или редуктора без применения зубчатых передач с целью получения в приводе минимальных люфтов. На рис. 4.76 показан такой вариант размещения аппарата АЗК. В расточке главного вала 5 цапфа 4 крепится болтами. Болты попарно стопорятся проволокой. К торцевой крышке 7 подшипника присоединена болтами 8 промежуточная крышка 6, в расточке которой установлена манжета, удерживаемая крышкой 9. Цапфа 4 на конце имеет посадочную шейку со шпоночным пазом для соединения вала 1 с шарнирной муфтой 2 аппарата 3 типа АЗК. Шарнирная муфта представляет собой упрощенный шарнир Гука для валов с небольшими углами перекося.

В ряде случаев применяются угловой редуктор с конической зубчатой парой и раздаточный редуктор.

В процессе эксплуатации особое внимание должно уделяться надежности фиксации деталей и поддержанию минимальных люфтов в элементах привода.

Установка реле контроля скольжения канатов РКС (рис. 4.77) предназначена для защиты от возможного скольжения канатов в период пуска. Надежность работы реле обеспечивается при относительной скорости вращения свыше 3 м/с. При проскальзывании канатов относительно канатопроводящего шкива происходит отключение двигателей и затормаживание машины предохранительным тормозом.

Установка состоит из кронштейна 1, закрепленного на раме машины, подвижного рычага 2, реле контроля скольжения 6, приводного ролика, соприкасающегося с подъемным канатом 3 ремня 7 и натяжного устройства 5.

Кроме контроля скольжения канатов, реле выполняет также роль блокировки от чрезмерного износа футеровки канатопроводящего шкива. Для этого гайки и упоры 4 устанавливаются таким образом, чтобы они задерживали дальнейшее движение рычага 2 после достижения намеченной величины износа футеровки. При

этом приводной ролик не будет прижат к канату.

В последнее время на ряде многоканатных подъемных машин применяется более совершенная установка — аппарат защиты от пробоковки (АЗП). Последний является одним из элементов комплекса унифицированных аппаратов программирования, контроля хода и защиты на базе использования бесконтактных цифровых и логических схем, разрабатываемых Институтом горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова.

На рис. 4.78 изображена установка датчика РКС на тахогенераторе. Она состоит из фланца 1, прикрепленного к корпусу электродвигателя МИ-32Ф, крышки 2, шпильки 5, ввинченной в торец вала электродвигателя, дистанционной втулки 4, диска 3, бесконтактного выключателя 6 с кронштейном 7 и клеммного набора 8.

Машина комплектуется двумя установками: одна вращается от ведущего шкива или от тахогенератора, кинематически жестко связанного со шкивом, другая — от подъемного каната или механизмов, связанных с ним, например от отклоняющих шкивов. С помощью двух установок РКС сравниваются относительные перемещения шкива и каната при любых скоростях движения.

Стопор предназначен для фиксации шкива во время проведения ремонтных работ и осмотра узлов машин. Фиксация шкива производится при таком положении подъемных сосудов в стволе, когда обе ветви канатов уравновешены. Это требование обусловлено прочностью стопорного устройства. Конструкция стопора выполнена в двух вариантах.

На рис. 4.79 показана конструкция стопора для многоканатных машин с диаметрами ведущих шкивов 2,1 и 2,25 м. Стопор состоит из литого чугуна корпуса 5, втулки 2, штока 4 и рукоятки 3. Для фиксации положений штока установлен специальный штифт 1, который перемещается в соответствующих пазах втулки. Корпус стопора крепится вместе с коренным подшипником фундаментными шпильками и болтами 6.

Шток с помощью рукоятки 3 выдвигается вперед до входа его конца в специальные отверстия на торце приводного шкива.

На рис. 4.80 показан стопор для крупных многоканатных машин. Он состоит из стальной трубы 2, вваренной в раму машины 6, с одной стороны которой запрессована направляющая втулка 4, а с другой — нарезана резьба.

Для стопорения шкива шток 1 вращают рукояткой, надеваемой на его квадратный конец.

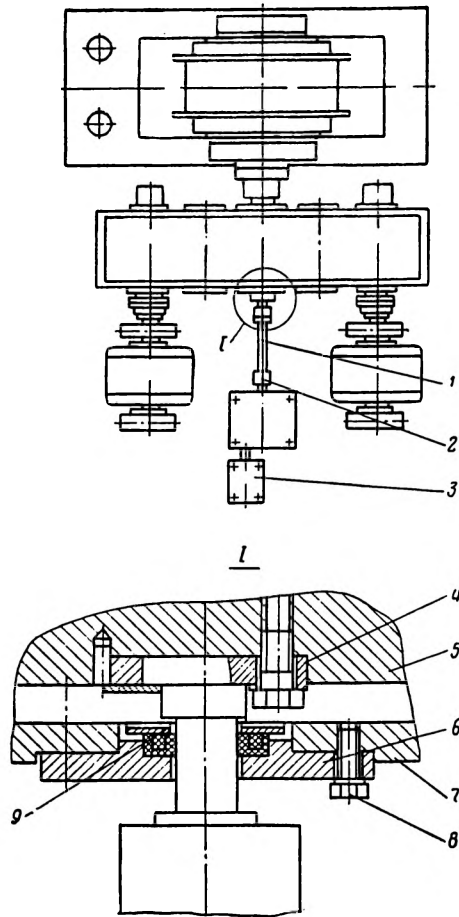


Рис. 4.76. Привод аппарата АЗК

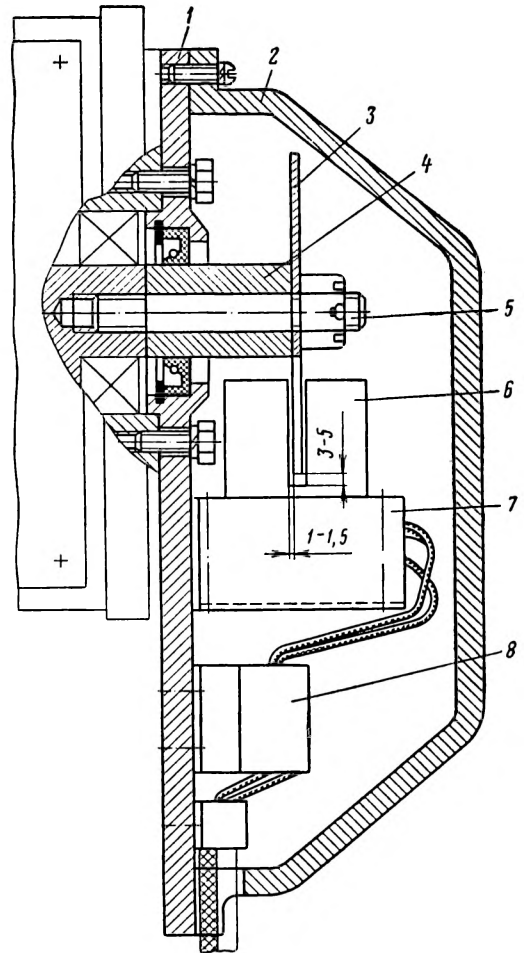


Рис. 4.78. Установка датчика РКС на тахогенераторе

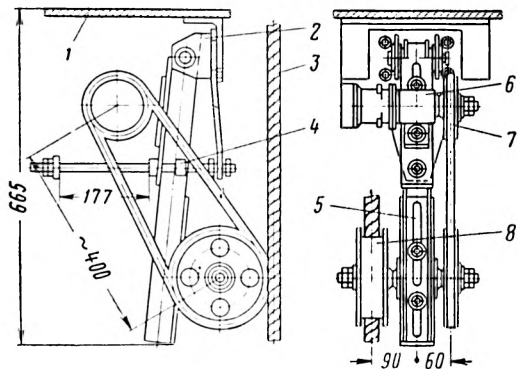


Рис. 4.77. Установка реле контроля скольжения канатов РКС

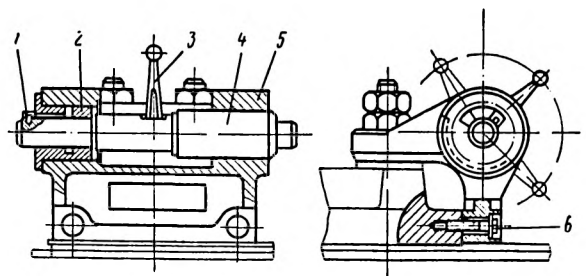


Рис. 4.79. Стопор для малых многоканатных подъемных машин

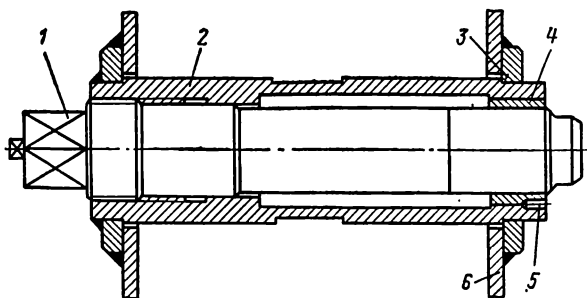


Рис. 4.80. Стопор для крупных многоканатных машин

Для соосной установки опор штока применены стальные накладки 3, привариваемые по месту при монтаже. Втулка крепится в трубе 2 штифтом 5.

Приспособления для обслуживания многоканатных подъемных машин

Для монтажа и нормальной эксплуатации многоканатных подъемных машин предусматривается ряд приспособлений. В их число входит специальный домкрат, используемый для запрессовки и распрессовки втулок соединения главных валов машины и редуктора; домкрат ДГ-100 (усилие 100 тс) с насосной станцией НСР-400М для гидросъема подшипников; насосная станция высокого давления, предназначенная для гидросъема полумуфт, посаженных с натягом; приспособление для нарезки канавок на футеровке канатоведущего шкива.

Домкрат для запрессовки и распрессовки втулок используется при монтаже и эксплуатации машины в случаях, когда требуется присоединение или отсоединение редуктора от коренного вала машины.

Домкрат состоит из двух цилиндров с поршнями, имеющими проточки, в которые заведены манжеты. Поршни между собой соединяются траверсой. Специальный болт вкручивается внутрь втулки. Траверса используется только при распрессовке втулок. Приводом для домкрата служит насосная станция НСР-400М.

Запрессовка и распрессовка втулок производятся по этапам, так как длина посадочной части втулок больше полного хода поршня домкрата. Для запрессовки втулки цилиндр устанавливается в распор между втулкой, которую нужно запрессовать, и корпусом редуктора. При необходимости между штоком и корпусом устанавливается промежуточный упор. При подаче масла в полость цилиндра втулка запрессовывается на величину хода поршня. Затем давление сбрасывается и поршень возвращается в первоначальное положение. Операция повторяется до полной запрессовки втулки.

При подаче масла под давлением в полости домкратов поршни и болт перемещаются и выпрессовывают втулку на величину хода поршня. Затем давление сбрасывается и поршни возвращаются в начальное положение, вкручивая болт во втулку. Операции повторяются до полной распрессовки втулки.

Техническая характеристика домкрата

Максимальное давление масла в цилиндре, кгс/см ²	250
Максимальный ход поршня, мм	70
Усилие поршня, кгс:	
при давлении 185 кгс/см ²	7200
при давлении 250 кгс/см ²	9500
Масса приспособления, кг	30

Насосная станция высокого давления используется при съеме деталей, посаженных с натягом (подшипников качения, втулок зубчатых и глухих муфт).

Все детали маслостанции собраны на салазках. Масло из бака шестеренным насосом БГ11-11 подается к насосу высокого давления. На трубопроводе между насосом высокого давления и шестеренным насосом установлен предохранительный клапан, отрегулированный на давление 5—10 кгс/см². При достижении этого давления излишки масла переливаются обратно в бак.

Высокое давление масла (до 1600 кгс/см²) создается ручным плунжерным насосом малой производительности. От насоса масло поступает в маслораспределитель, а от последнего — в полость гидравлического съемника или в зону посадочных поверхностей детали, надетой на вал по прессовой посадке.

В качестве рабочего тела применяется масло с вязкостью 20—40 сСт при 50° С, например индустриальное И20А или И30А.

Съем подшипников главного вала производится с помощью домкрата, питаемого от насосной станции, который перемещает траверсу, а вместе с ней и скобу с подшипником.

Для облегчения съема под внутренние кольца подшипника подается масло от насосной станции высокого давления через сверления в коренном валу, что позволяет уменьшить натяг колец подшипника, а также силы трения, возникающие при съеме подшипника.

Приспособление для нарезки канавок на футеровке канатоведущего шкива под головные канаты используется для проточки ручьев на новой футеровке и выравнивания их диаметров в процессе эксплуатации.

Для многоканатных подъемных машин изготавливаются три типоразмера приспособлений:

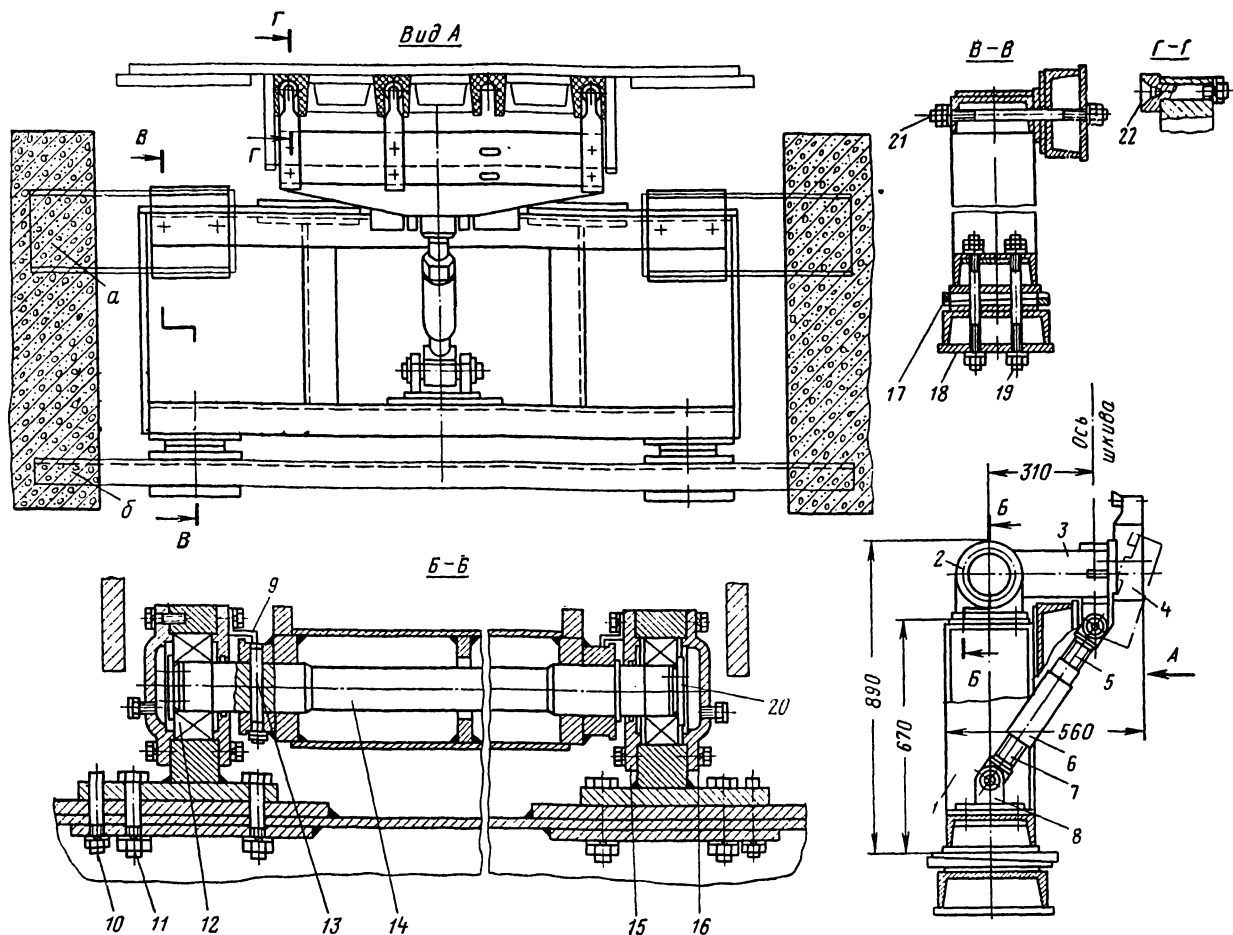


Рис. 4.81. Приспособление для нарезки канавок на футеровке

первый — для МК2,1×4 и МК2,5×4, второй — для МК3,25×4, МК4×4 и МК5×4, третий — для МК5×8. Первые два выполнены конструктивно однотипно.

Приспособление имеет жесткую сварную раму 1 (рис. 4.81), суппорт 3 с резцедержателями 4, в которых закреплены резцы 22 круглой формы. Рама имеет строганные площадки под установку корпусов сферических роликоподшипников. Корпусы крепятся к раме болтами 11. Положение опор зафиксировано штифтами 10.

Сферические роликоподшипники 12 являются опорами для вала 14, на котором штифтом закреплён суппорт.

Внутренние кольца подшипников 12 закреплены на валу торцовыми шайбами 20. Наружные кольца фиксируются торцовыми крышками 15 и 16.

Одна из опор выполнена плавающей.

Под болты, крепящие торцовые крышки подшипников, устанавливаются защитные козырьки 9, которые предохраняют подшипниковые узлы от попадания воды.

Перемещение суппорта осуществляется подающей гайкой 6, которая навинчивается на тяги 5 и 7 с левой и правой резьбой; другие концы этих тяг шарнирно закреплены в опорах 8. Число резцов и расстояния между ними равны соответственно числу канатов машины и расстоянию между канатами на ведущем шкиве.

При монтаже и эксплуатации необходимо, чтобы ось вала 14 занимала параллельное оси канатоведущего шкива положение, а резцы находились на одном уровне и в одной плоскости. Установка резцов производится по линейке и регулируется с помощью крепежных деталей 19, 21, прокладок 18 и клиньев 17.

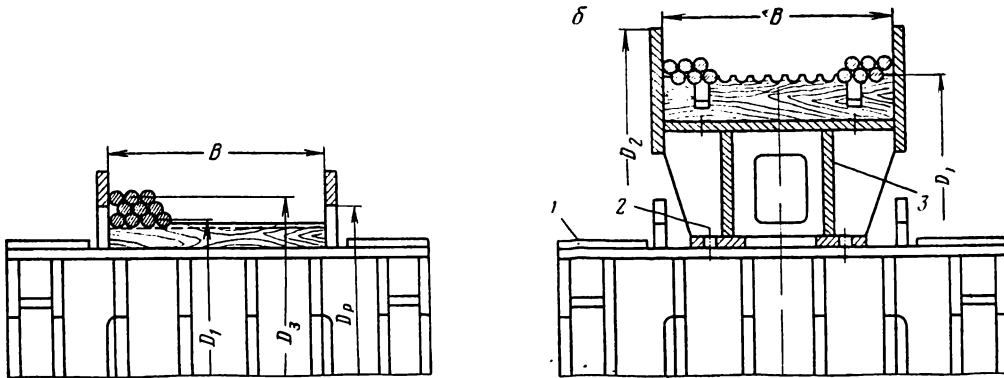


Рис. 4.82 Канатоведущий шкив, переоборудованный в барабан

Проточку футеровки рекомендуется производить, если разница в диаметрах канавок составляет 0,5 мм.

Комплекты оборудования для проходки шахтных стволов

Совершенствование техники и технологии проходки горных выработок, улучшение использования оборудования позволили в последние годы повысить технические темпы проведения горных выработок [50]. Однако в целом продолжительность строительства шахт оставалась все еще большой, особенно шахт с башенными копрами для размещения многоканатных подъемных машин. Одной из главных причин такого положения являлся большой срок сооружения шахтных стволов, в основе технологии сооружения которых лежало применение временных подъемных машин и копров. Работы выполнялись в следующей последовательности: монтировались временные копры и проходческие машины, затем проходились стволы и только после демонтажа временных сооружений и оборудования возводились постоянные башенные копры, строились сооружения на шахтной поверхности.

Новь строящиеся или реконструируемые крупные шахты в большинстве случаев оборудуются для постоянной работы высокопроизводительными многоканатными подъемными установками. На башенном копре размещаются две-три многоканатные подъемные машины. Эти машины превосходят по грузоподъемности проходческие барабанные подъемные машины, но они не могут работать при постоянно увеличивающейся высоте подъема.

Вопросы использования постоянных многоканатных подъемных машин для строительства шахт изучались рядом организаций. Так,

в 1964—1965 гг. комбинатом Донецкшахтострой, Донецким машиностроительным заводом им. Ленинского комсомола Украины, институтами Донгипрооргшахтострой, Донгипрошахт и харьковским ПромстройНИИпроектом были выполнены исследовательские, экспериментальные и проектно-конструкторские работы по использованию многоканатных подъемных машин для проходки стволов, а в 1965 г. впервые в шахтном строительстве была осуществлена проходка ствола глубиной 1200 м с помощью постоянных многоканатных подъемных машин.

Отказ от применения временных копров и барабанных подъемных машин, использование высокопроизводительных постоянных многоканатных машин в качестве проходческих сделали возможным совмещение во времени работ по проходке ствола, возведению копра и строительству шахтной поверхности.

В настоящее время предложен ряд схем по использованию многоканатных подъемных машин для проходки шахтных стволов, в том числе такие, при которых сохраняется фрикционный принцип передачи усилия от ведущего шкива к подъемному канату, т. е. многоканатная подъемная машина вообще не подвергается переоборудованию [37].

При строительстве шахт Донбасса освоены наиболее простые схемы переоборудования многоканатных машин в барабанные проходческие: I вариант (рис. 4.82, а) — канатоведущий шкив футеруется деревянными тростями, на которые навивается подъемный канат, а при необходимости наращиваются реборды; II вариант (рис. 4.82, б) — с применением барабана-обоймы.

Недостатками переоборудования по I варианту являются: малая канатоемкость ведущего шкива из-за небольшой его ширины и допу-

стимой по условию прочности двухслойной навивки каната при максимальном натяжении, недоиспользование грузоподъемности машины и ее привода.

При I варианте переоборудования размеры органа навивки приведены в табл. 4.28.

На рис. 4.82, б показан канатоведущий шкив I с установленным на нем барабаном-обоймой 3, который прикреплен к шкиву болтами 2. Барабан-обойма представляет собой кольцевую балку коробчатого сечения, имеющую диаметральный разъем.

Для установки барабана-обоймы на ведущий шкив с обечайки последнего снимаются футеровка и крепежные колодки, половинки барабана-обоймы соединяются пассивными болтами, установленными в отверстиях с зазорами. Барабан-обойма футерован деревянными тростями, сверху которых навит подъемный канат необходимой длины. Конец подъемного каната через прорезы пропускается внутрь шкива и крепится к его металлоконструкции.

Для упорядоченной навивки каната в первом слое на деревянной футеровке нарезаны профильные канавки кольцевые [49] или спиральные. В вышележащих слоях это достигается выполнением рекомендаций, разработанных Институтом горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова [71]. Пространство между ребрами и крайними витками канатов заполняется клиньями. К ребрам крепятся направляющие клинья специальной конструкции, образующие винтовую

поверхность, по которой канат поднимается с нижележащего слоя на вышележащий и перемещается в направлении от реборды.

Для получения угла девиации каната в пределах требований Правил безопасности направляющий шкив должен быть расположен на расстоянии более 20 м от машины, а также иметь защитное устройство, предотвращающее соскакивание подъемного каната из ручья при разгрузке бады.

Донецкий машиностроительный завод им. Ленинского комсомола Украины серийно выпускает три комплекта оборудования для проходки стволов: КПЗ,25×4, КП4×4, КП5×4. Шифр комплекта указывает на тип многоканатной подъемной машины, переоборудуемой для проходки, например КПЗ,25×4 — комплект проходческий для машины МКЗ,25×4 и т. д.

Комплект оборудования для проходки состоит из барабана-обоймы, установки тахогенератора УТГ-125, узла крепления каната, комплекта клиньев, деревянных тростей футеровки, крепежных изделий.

Для многоканатных подъемных машин с редукторным приводом (редукторы 2ЦД-17, 2ЦД-20, 2ЦД-23) в комплект могут входить сменные детали для редуктора: моторные валшестерни и промежуточные валы в сборе, а также зубчатые муфты. Необходимость в изменении передаточного числа редуктора уточняется при заказе.

Если одна (основная) установка тахогенератора УТГ-125 подсоединена к валу приводного электродвигателя, то другая получает вращение от коренного вала машины и наоборот. Этим обеспечивается контроль целостности силовой цепи «подъемная машина—двигатель».

Комплект для проходки используется повторно на многоканатных подъемных машинах соответствующих типоразмеров. Так, два опытных комплекта, применявшиеся в 1965 г. для проходки клетового ствола на шахте «Петровская-Глубокая», впоследствии использовались на проходке клетового ствола шахты «Красноармейская-Капитальная» и в 1972 г. были переданы для строительства шахты «Шахтерская-Глубокая».

Силовая конструкция комплекта и устройство для упорядоченной многослойной навивки защищены авторскими свидетельствами Комитета по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР [46, 79].

Конструкции барабанов-обойм различных проходческих комплектов однотипны и отличаются только размерами и силовыми параметрами. Ниже приведены размеры барабанов-обойм для различных проходческих комплектов:

Таблица 4.28

Размеры органа навивки (см. рис. 4.82, а), мм	Машина			
	МК2,25×4 (12 т)	МК3,25×4	МК4×4	МК5×4
<i>B</i>	820	970	975	995
<i>D₁</i>	2300	3200	3950	4950
<i>D_p</i> *	2450	3500	4300	5100
<i>D₂</i> **	2475	3465	4270	5350
<i>D₃</i> ***	2520	3530	4350	5450

* — размер реборды без наращивания.
 ** — диаметр реборды при двухслойной навивке.
 *** — диаметр реборды при трехслойной навивке каната.

Размер (см. рис. 4.82, б)	КПЗ,25×4	КП4×4	КП5×4
<i>B</i>	930	925	995
<i>D</i> ₁	4200	5130	5830
<i>D</i> ₂	4530	5580	6350

Технические характеристики оборудования комплектов для проходки шахтных стволов

	КПЗ,25×4	КП4×4	КП5×4
Максимальное статическое натяжение каната, кгс	11 800	19 500	21 500
Максимальная скорость подъема, м/с		8	
Приведенная масса барабана-обоймы, кг	6 000	10 300	12 800

Область применения многоканатных подъемных машин при проходке шахтных стволов определяется их нагрузочными характеристиками, канатоемкостью тяговых органов, характеристиками подъемных сосудов, прочностью канатов и барабанов и требованиями Правил безопасности. При переоборудовании учитываются такие требования этих правил, как допустимость трехслойной навивки и величины превышения реборд над верхним слоем каната, необходимый запас прочности каната ($m \geq 7,5$) при глубине до 600 м и переменный запас прочности при глубине свыше 600 м ($m \geq 5$), допустимые значения величин отношения диаметра барабана к диаметру каната ($D_0/d_k \geq 100$) и предельные величины замедлений системы при предохранительном торможении ($a_n < 5 \text{ м/с}^2$, $a_c > 1,5 \text{ м/с}^2$).

Для проходческих подъемных установок в Донбассе используются в основном стальные закрытые подъемные канаты (ГОСТ 10505—63 и 10507—63) с временным сопротивлением разрыву проволок $k_z = 150 \text{ кгс/мм}^2$.

Технические данные применяемых бадей при проходке стволов и концевые нагрузки Q_0 на канаты приведены в табл. 4.29 (показатели для бадей БПС-8 и БПС-10 даны ориентировочные).

Канатоемкость E органа навивки определяется по формуле

$$E = \pi D_{cp} i,$$

где $D_{cp} = \frac{D_1 + D_k}{2}$ — средний диаметр многослойной навивки; $i = \frac{kB}{t} - (4 + k) +$ число рабочих витков; k — число слоев навивки; B — ширина барабана, мм; t — шаг навивки, равный диаметру каната плюс 3 мм зазора между витками; $4 + k$ — число нерабочих витков, в том числе три витка трения и один виток на передвижку критического участка; k — число витков, теряемых при переходе с одного слоя на другой.

Допустимая концевая нагрузка на канат, зависящая от его прочности и длины, может быть выражена формулой

$$Q_0 = p (L - H_x),$$

Таблица 4.29

Типы бадей	Емкость бадей, м³	Собственный вес Q_m				Полезный груз Q_n			Концевая нагрузка Q_0 , кгс
		бадей	прицепного устройства	направляющей рамки	всего	породы при $\gamma = 1,6 \text{ тс/м}^3$	пульпы		
БПС-1	1,0	370	110	150	630	1 600	220	1 820	2 450
БПС-1,5	1,5	605	145	165	915	2 400	375	2 775	3 690
БПС-2	2,0	730	145	190	1 065	3 200	500	3 700	4 765
БПС-2,5	2,5	890	210	250	1 350	5 600	625	4 625	5 975
БПС-3	3,0	950	210	350	1 510	4 800	750	5 550	7 060
БПС-3,5	3,5	1 100	250	500	1 850	5 600	875	6 475	8 275
БПС-4	4,0	1 200	250	750	2 200	6 400	1 000	7 400	9 600
БПС-4,5	4,5	1 350	250	750	2 350	7 200	1 150	8 350	10 700
БПС-5	5,0	1 500	250	750	2 500	8 000	1 250	9 250	11 750
БПС-5,5	5,5	1 700	250	800	2 750	8 800	1 405	10 205	12 850
БПС-6,5	6,5	1 900	250	800	2 950	10 400	1 500	11 900	14 850
БПС-8	8,0	2 400	400	1 000	3 800	12 800	2 000	14 800	18 600
БПС-10	10,0	3 000	400	1 000	4 400	16 000	2 500	18 500	21 650

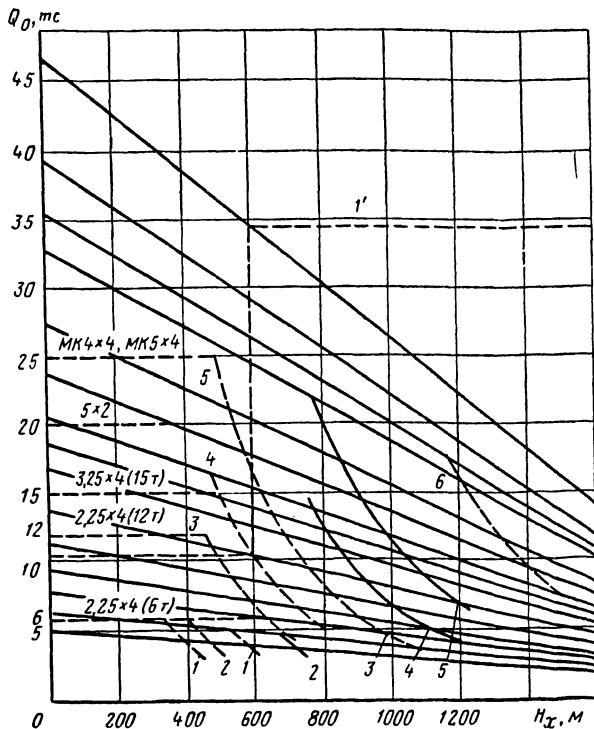


Рис. 4.83. Нагрузочные характеристики многоканатных подъемных машин при переоборудовании шкива по I варианту:

1 — МК2,25×4(6т); 2 — МК2,25×4(12т); 3 — МК3,25×4; 4 — МК4×4; 5 — МК5×4; 6 — МК5×8

где ρ — вес 1 м каната; H — высота подъема:

$L_0 = \frac{k_z}{m\gamma_0}$ — «прочная» длина каната в зависимости от принятого запаса прочности m , который принимается по нормам Правил безопасности для грузо-людского подъема при $H \leq 600$ м $m \geq 7,5$ и при $H > 600$ м $m \geq 5$;

$\gamma_0 = \frac{\rho}{F_{\text{пр}}}$ — фиктивная плотность каната, кг/мм³; $F_{\text{пр}}$ — площадь сечения всех проволок каната без сердечника, мм².

При проходке глубоких шахтных стволов ($0 < H_x < 1600$ м) допускаемая нагрузка на канат должна удовлетворять требованиям Правил безопасности при выполнении условий:

$$Q_0 \leq \rho (L_0 - H_x) \text{ при } H_x < 600 \text{ м;}$$

$$Q_0 \leq \rho (L_0 - H_x) \text{ при } H_x > 600 \text{ м;}$$

$$Q_0 \leq \frac{k_z F_{\text{пр}}}{m} \text{ при } H_x > 600 \text{ м.}$$

На рис. 4.83 приведены графики нагрузочных характеристик многоканатных машин, переоборудованных по I варианту, в координатах Q_0, H_x .

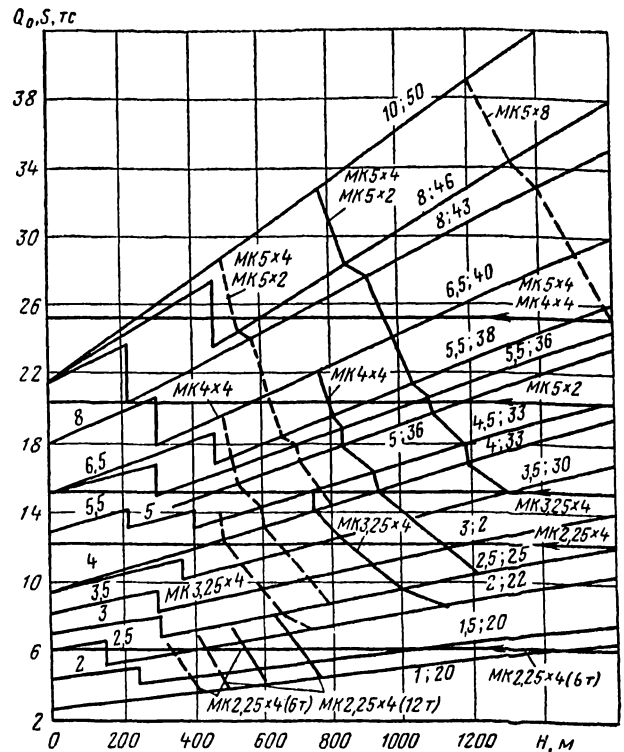


Рис. 4.84. Области применения многоканатных подъемных машин, переоборудованных по I варианту, при проходке шахтных стволов

Наклонные части графиков представляют собой грузоподъемности канатов закрытой конструкции диаметров 20, 22, 25, 27, 30, 33, 36, 38, 40, 43, 46, 50 мм с пределом прочности разрыву проволок $k_z = 150$ кгс/мм² определены из условия постоянного запаса прочности ($m = 7,5$) и сохранены также для глубин более 600 м с целью определения статического натяжения и массы канатов. Линии грузоподъемности канатов для глубин более 600 м представляют собой прямые горизонтальные линии, одна из которых $1'$ показана на рис. 4.83. Кривые канатоемкостей барабанов при двухслойной навивке нанесены пунктирными линиями, для трехслойной — сплошными. Горизонтальные пунктирные линии с указанием индексов машин ограничивают натяжения канатов по условиям прочности привода машины.

На рис. 4.84 приведены кривые, позволяющие определить области применения переоборудованных по I варианту многоканатных подъемных машин, где технические данные бадей увязаны с параметрами подъемных канатов, канатоемкостью барабанов и тяговыми характеристиками многоканатных машин.

На кривых слева дан ряд емкостей бадей $v_n = 2,5; 3; 3,5; 4; 5; 5,5; 6,5; 8 \text{ м}^3$, а справа — кривые имеют двойное цифровое обозначение, причем первое — показатель емкости бадьи v_n (м³), а второе — диаметр каната d_k (мм), например «1; 20» означает $v_n = 1 \text{ м}^3$, $d_k = 20 \text{ мм}$.

Анализ графиков показывает, что многоканатные подъемные машины, шкивы которых переоборудованы в барабаны путем замены футеровки и наращивания реборд, имеют малую канатоемкость (400—700 мм). Тяговые возможности привода машин при этом используются только на 40—60%.

При переоборудовании многоканатной подъемной машины в барабанную по II варианту (на ведущий шкив устанавливается барабан-обойма) увеличивается канатоемкость органа навивки и обеспечивается многослойная навивка каната.

При установлении геометрических и силовых параметров барабанов-обойм учитывалось, что в период проходки ствола статическое натяжение каната во всех случаях меньше суммарного статического натяжения всех канатов при работе подъема в период основной эксплуатации и меньше величины разности статических натяжений ветвей канатов.

При использовании барабана-обойма увеличивается диаметр органа навивки, но крутящий момент $M_{кр. \max}$ на барабане не должен превосходить величину максимального момента, указанного в паспорте машины. Тогда допустимое тяговое усилие $S_{\text{доп}}$ при диаметре навивки каната D_i определяется выражением

$$S_{\text{доп}} = \frac{2M_{кр. \max}}{D_i}.$$

С другой стороны, при изменении диаметра D_i меняется канатоемкость и, следовательно, высота подъема H_x .

Фактическая величина статического натяжения S_{ϕ} , определяемая по формуле

$$S_{\phi} = Q_0 + p H_x,$$

с увеличением D_i возрастает за счет повышения веса каната и увеличения высоты подъема. После некоторых преобразований зависимость H_x от D_i может быть выражена формулой

$$H_x = 1,013 \pi n_3 D_i,$$

где n_3 — число витков при трехслойной навивке.

Тогда

$$S_{\phi} = Q_0 + 3,18 D_i p n_3,$$

где p — вес 1 м каната.

Оптимальный диаметр барабана-обоймы D_0 для данного каната и концевой нагрузки определяется из условия, что величина фактического натяжения каната равна допустимому тяговому усилию, т. е. $S_{\phi} = S_{\text{доп. max}}$:

$$D_0 = \frac{-Q_0 + \sqrt{Q_0^2 + 25,45 p n_3 M_{кр. \max}}}{6,36 p n_3}.$$

При необходимости определения диаметра барабана-обоймы для двух разных условий нагружения машины его величина находится между величинами оптимальных диаметров, определенных для каждого случая нагружения.

На рис. 4.85 приведены области применения многоканатных машин с барабанами-обоймами. Пояснение к рис. 4.84 относится и к рис. 4.85.

Из графиков следует, что применение барабанов-обойм для многоканатных подъемных машин серии МК увеличивает канатоемкость органов навивки на 150—240% и улучшает использование привода по крутящему моменту на 24—48%.

Специфичными при эксплуатации комплектов оборудования для проходки шахтных стволов с использованием многоканатных подъемных машин являются постоянно увеличивающаяся высота подъема (глубина ствола) и малая приведенная масса подъемной установки по сравнению с массой многоканатного подъема при одинаковой величине неуравновешенного усилия.

Эти обстоятельства предъявляют особые требования к настройке и работе тормозной системы:

при увеличении высоты подъема возрастает неуравновешенный момент на барабане машины и уменьшается запас тормозного момента. Поэтому через каждые 300 м проходки ствола необходимо тормозную систему перенастраивать, если она не является автоматической (программной);

следует обеспечить выполнение требований Правил безопасности в отношении замедлений при предохранительном торможении, имея в виду, что отношение неуравновешенного усилия к приведенной массе установки (на радиусе навивки) более 1,75.

Отклоняющие шкивы

Отклоняющие шкивы предназначены для обеспечения заданного расстояния между осями подъемных сосудов независимо от величины диаметра приводного шкива многоканатной подъемной машины. По ободу они оснащены футеровкой, которая уменьшает износ канатов

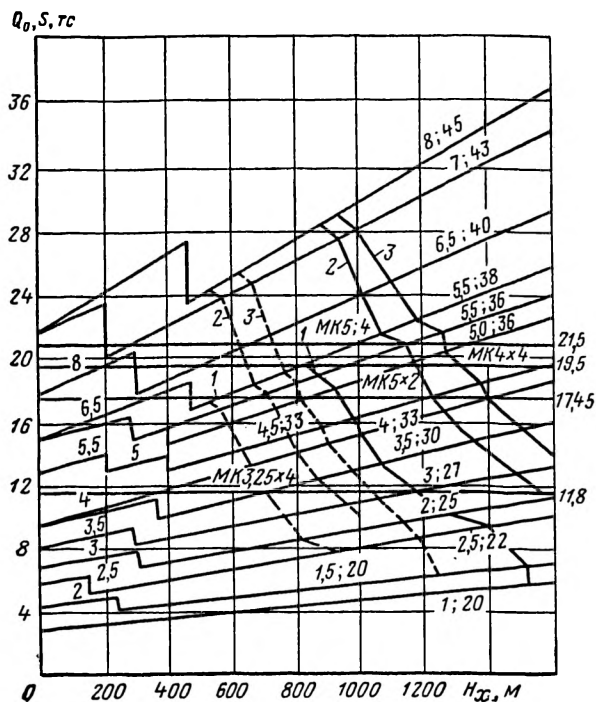


Рис. 4.85. Области применения многоканатных подъемных машин, оборудованных по II варианту — с барабанами-обоймами:

1 — МК3,25x4; 2 — МК4x4; 3 — МК5x4

за счет уменьшения контактных удельных давлений.

Для уменьшения износа канатов за счет их изгиба угол отклонения канатов шкивами должен быть не более 15° . Обычно на установках используется по одному их комплекту для отклонения канатов одной ветви. При этом угол охвата приводного шкива канатом увеличивается до $190\text{—}195^\circ$, но могут быть такие схемы размещения подъемных машин на копре, когда возникает необходимость в отклонении канатов обеих ветвей.

До 1972 г. Донецкий машиностроительный завод им. Ленинского комсомола Украины серийно выпускал отклоняющие шкивы, диаметр которых был равен диаметру приводного шкива (рис. 4.86).

Комплект этих шкивов состоит из необходимого числа шкивов, расположенных на валу. Один из шкивов является ведущим, так как посажен на вал по прессовой посадке. Остальные шкивы могут свободно вращаться на валу. Такая конструкция исключает проскальзывание канатов по шкивам, вызываемое различием их диаметров, и позволяет к опорному валу шкивов подсоединять аппаратуру (тахогенератор, датчик аппарата защиты от проскальзыва-

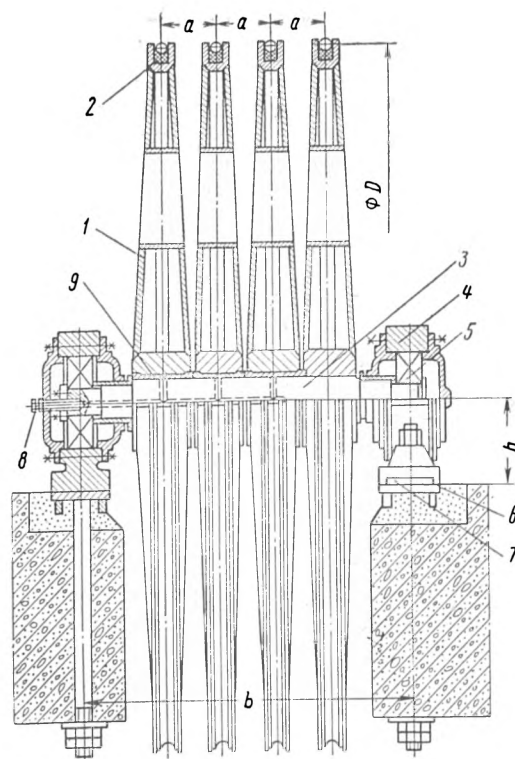


Рис. 4.86. Отклоняющие шкивы

ния), контролирующую работу подъемной установки.

Вал 3 отклоняющих шкивов 1, снабженных футеровкой 2 (см. рис. 4.86), опирается на помещенные в литые разъемные корпуса 4 радиальные самоустанавливающиеся ролик-подшипники 5. Корпуса 4 устанавливаются на опорных плитах 6 сварной конструкции и фундаментными болтами крепятся к перекрытию копра. В осевом направлении шкивы на валу фиксируются втулками. Корпуса подшипников дополнительно крепятся упорами 7, которые привариваются к опорной плите после монтажа шкивов и затяжки фундаментных болтов. Внутренние кольца сферических ролик-подшипников закреплены на валу торцовыми шайбами, а наружные — фиксируются в корпусе торцовыми крышками. На левой опоре крышки установлены по отношению к кольцу с зазором (плавающая опора).

Каждый шкив снабжается футеровкой, устанавливаемой в его ручье на ободе. На шкивах старого типа ручьи выполняются трапецидальной формы. Колодки футеровки отклоняющих шкивов изготавливают из упругих материалов: полихлорвинилового пластика ПП-45 и маслостойких резин. Это позволяет уста-

навливать их в ручей непосредственно, т. е. не иметь специальных мест на обode для доводки футеровки. Кроме того, деформация упругой футеровки увеличивает радиус кривизны каната на шкиве, что позволяет на отклоняющих шкивах с уменьшенными диаметрами иметь радиус кривизны каната не меньший, чем на приводных.

Каждый отклоняющий шкив представляет собой сварную неразъемную конструкцию, закрытую с обоих торцов сплошными тонкостенными диафрагмами. Для увеличения жесткости обе диафрагмы соединены между собой несколькими трубами жесткости. Все отклоняющие шкивы на заводе балансируются. Это повышает устойчивость сборки шкивов и исключает возможность появления значительных колебаний перекрытий, на которых она установлена. Шкивы старой конструкции имеют бронзовые втулки 9, запрессованные в ступицы шкивов. Для подвода смазки к шкивам в валу выполнены сверления и установлена тавотница 8.

Основные данные отклоняющих шкивов старого типа приведены в табл. 4.30.

С 1972 г. завод перешел на серийное изготовление новых отклоняющих шкивов с уменьшенными диаметрами, в конструкцию которых был внесен ряд существенных улучшений. Во вращающихся шкивах 1 вместо бронзовых втулок применены роликоподшипники с цилиндрическими роликами 2 (рис. 4.87). Наружные кольца подшипников фиксируются торцовыми крышками. В осевом направлении шкивы на валу фиксируются кольцами 3 из двух половин, которые помещаются в проточки вала.

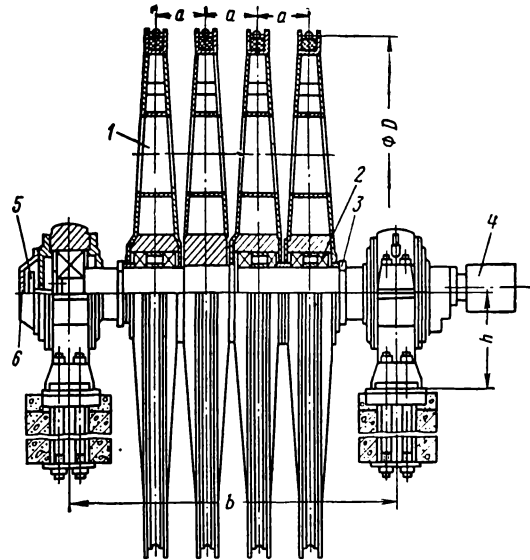


Рис. 4.87. Отклоняющие шкивы уменьшенных диаметров

На одном конце вала установлен тахогенератор 4, а ко второму его концу подсоединен датчик 5 аппарата контроля хода, закрытый крышкой 6.

Отклоняющие шкивы новой конструкции выпускаются двух типоразмеров с диаметрами 2 м — для машин с приводными шкивами, диаметрами 2,1—3,25 м и 3 м — для более крупных машин. Основные данные отклоняющих шкивов нового типа приведены в табл. 4.31.

В настоящее время на отклоняющих шкивах внедряется новая футеровка, выполняемая из

Таблица 4.31

Таблица 4.30

Машины	Размер (см. рис. 4.86), мм				Масса комплекта шкивов, кг	Приведенная масса шкивов, кг
	D	a	b	h		
МК2,1×2	2 250	200	700	300	1 800	650
МК2,1×4 (6 т)	2 250	200	1 100	300	3 200	1 100
МК2,1×4 (10т)	2 250	250	1 250	300	3 200	1 300
МК2,25×4	2 250	250	1 250	300	3 200	1 300
МК2,25×6	2 250	200	1 500	300	4 200	1 660
МК3,25×2	3 250	350	950	300	3 800	1 500
МК3,25×4	3 250	300	1 500	300	7 300	3 000
МК4×4	4 000	300	1 700	350	12 100	5 800
МК5×4	4 500	300	1 900	350	16 500	6 050

Машины	Размер (см. рис. 4.87), мм				Масса комплекта шкивов, кг	Приведенная масса шкивов, кг
	D	a	b	h		
МК2,1×2	2000	200	700	300	2100	900
МК2,1×4 (6т)	2000	200	1100	300	3700	1700
МК2,1×4 (10т)	2000	250	1300	300	3790	1700
МК2,25×4	2000	250	1300	300	3790	1700
МК2,25×6	2000	200	1550	300	4440	2600
МК3,25×2	2000	350	—	300	—	900
МК3,25×4	2000	300	1500	300	3700	1700
МК4×4	3000	300	1800	550	9980	4100
МК5×4	3000	300	1800	550	9980	4100

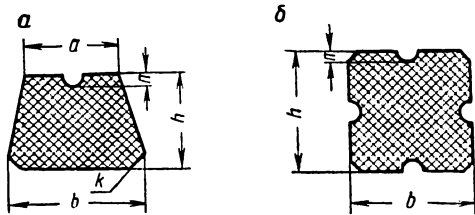


Рис. 4.88. Поперечные сечения футеровок отклоняющих шкивов

маслостойких резин полосами длиной по 2 м. По сравнению с футеровкой из пластика ПП-45 она имеет следующие преимущества: большие допустимые удельные давления и износостойкость, повышенную упругость, меньшую стоимость. Поперечные сечения резиновых футеровок отклоняющих шкивов показаны на рис. 4.88, а их техническая характеристика и размеры — в табл. 4.32.

Таблица 4.32

Параметры	Тип футеровки				
	ФШ-1	ФШ-2	ФШ-3	ФШ-4	ФШ-5
Исполнение (см. рис. 4.88)	a	a	a	b	b
Диаметр шкивов, мм	2250	3250	4000	2000	3000
Допустимые удельные давления, кгс/см ²	35	35	35	35	35
Расчетный коэффициент трения	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Температурный режим, °С	5—40				
Размеры, мм (см. рис. 4.88):					
a	34	47	57	—	—
b	40	54	65	60	80
h	36	41	48	60	80
n	6	6	8	7	7
k	6	6	7	—	—
Длина, м	2	2	2	2	2
Масса 1 м, кг	1,7	2,5	3,4	4,1	7,2

Таблица 4.33

Типы тормоза	Диаметр тормозного обода D _т , мм	Максимальный тормозной момент, тс·м	Переда-точное число	Макси-мальное удельное давление, кгс/см ²	Масса, кг	Размер (см. рис. 4.89), мм					
						A	B	B	Г	E	
I	1800	9,45	14,4	7,88	1210	850	150	1650	650	1100	400
II	2400	20,45	15,0	8,1	2520	1200	200	2070	820	1450	500
III	2900	36,6	18,7	8,7	3710	1300	200	2300	800	1700	500
IV	3800	75,0	11,2	8,2	5480	1500	350	3080	1180	2280	450
V	4800	95,0	25,0	10,2	6640	1500	350	3580	1180	2800	540

При проектировании многоканатных подъемных установок необходимо всемерно стремиться избегать применения отклоняющих шкивов, так как они снижают сроки службы канатов из-за дополнительных перегибов. Кроме того, применение отклоняющих шкивов увеличивает высоту копров на величину $H = (1,5 \div 3) D$. В некоторых случаях целесообразнее применять машины с шестью канатами без отклоняющих шкивов, чем с четырьмя канатами и отклоняющими шкивами. Таким образом, применять отклоняющие шкивы рекомендуется только после анализа экономических показателей возможных вариантов компоновки каждой многоканатной подъемной установки.

Пружинные грузовые пневматические тормозные устройства многоканатных подъемных машин

На большинстве многоканатных подъемных машин применяются пружинные грузовые пневматические тормозные устройства. Они имеют два исполнительных органа, два пружинных грузовых пневматических привода, панель управления и компрессорную установку с воздухо-сборником.

Весь ряд многоканатных машин имеет пять типоразмеров исполнительных органов тормоза, основные технические характеристики и размеры которых приведены в табл. 4.33.

Исполнительный орган тормоза (рис. 4.89) состоит из двух тормозных балок 2, соединенных между собой тягой 4 с помощью шарнирных головок 3. Тормозные балки установлены на опорах 9, закрепленных и зафиксированных на раме машины. К каждой тормозной балке прикреплена шарнирная балка 1.

Шарнирные балки футерованы прессмассовыми тормозными колодками 10. Крайние тормозные колодки зафиксированы упорами 11. Поступательное перемещение тормозных колодок обеспечивается шарнирным четырехзвенником. Равномерное распределение зазора по дуге обхвата осуществляется изменением длины стойки 7. Равномерный отход тормозных

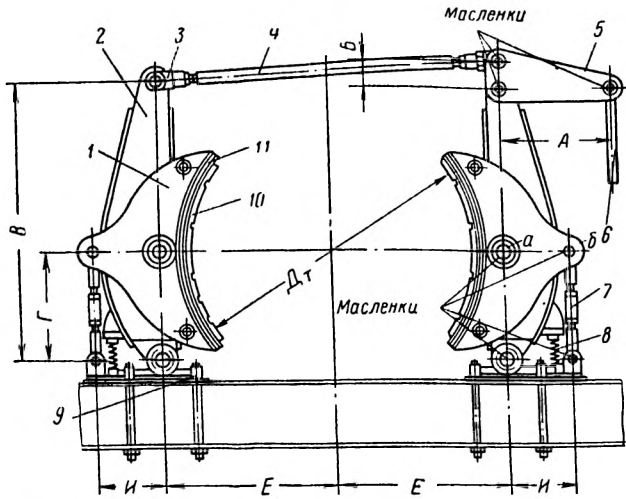


Рис. 4.89. Исполнительный орган тормоза

балок обеспечивается регулируемыми упорами 8.

Одна из тормозных балок 2 соединена с угловым рычагом 5, который посредством тяги 6 осуществляет связь с тормозным приводом. При движении тяги 6 вниз или вверх происходит сближение или отход тормозных балок.

Весь ряд многоканатных подъемных машин имеет три типоразмера пружинных грузовых пневматических приводов тормоза, основные характеристики которых приведены в табл. 4.34.

Привод тормоза (рис. 4.90) состоит из пружинного блока, тормозных цилиндров, подвески грузов, установки концевых выключателей 13 и блокировок тормоза 12 и 15.

Пружинный блок состоит из пружин 17, связанных стяжными шпильками 20 с помощью опорных дисков 19 и 16. Отдельные секции пружин разделены промежуточными дисками 18. Для создания требуемого тормозного момента пружины сжимают гайками 22 на расчетную величину.

Блок тормозных цилиндров состоит из цилиндров рабочего 29 и предохранительного 30 торможения, поршня 11 со штоком 21, двух

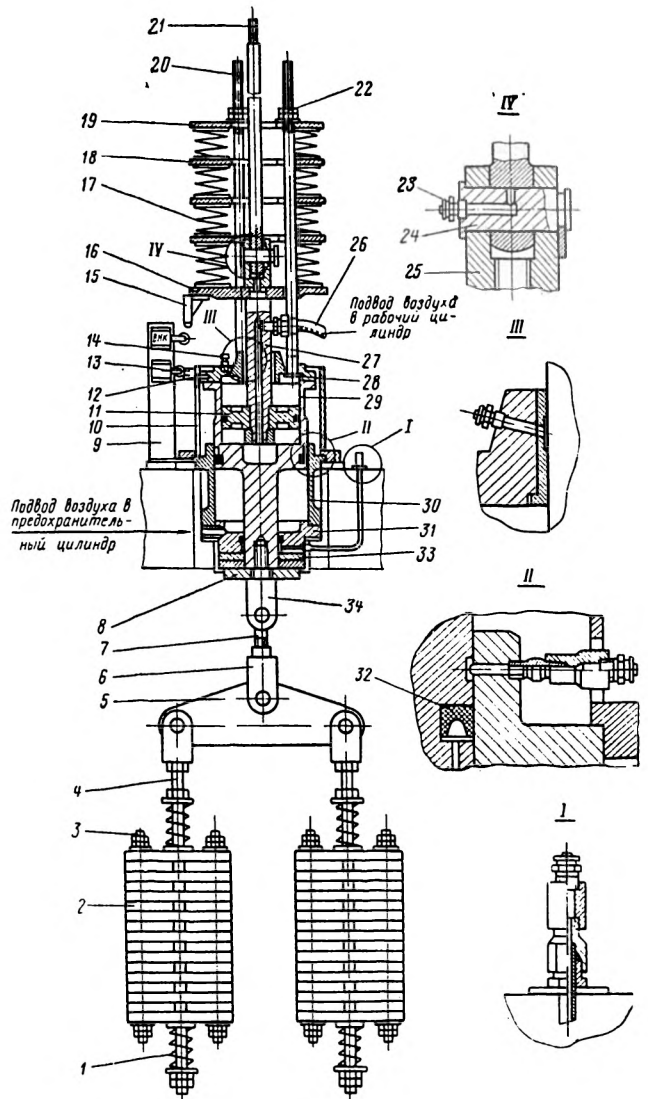


Рис. 4.90. Пружинный пневматический грузовой тормозной привод

крышек 28 и 31 и резинового буфера 33. Рабочий цилиндр 29 одновременно является поршнем предохранительного цилиндра 30. Переме-

Таблица 4.34

Типы привода тормоза	Усилие торможения, кгс	Диаметр рабочего цилиндра, мм	Ход поршня рабочего цилиндра, мм	Диаметр предохранительного цилиндра, мм	Ход поршня предохранительного цилиндра, мм	Давление в цилиндрах, кгс/см ²	Подъемное усилие рабочего поршня, кгс	Жесткость пружинного блока, кгс/мм	Масса, кг
I	1260	240	105	280	195	6	3180	6,1	380
II	2070	300	105	340	210	6	4200	10	655
III	6200	440	100	500	250	5,5	8300	17	1850

щение цилиндра 29 вверх ограничено шайбой 8. На поршнях и в нижней крышке 31 установлены манжеты 32. Подвод воздуха к рабочему цилиндру осуществлен гибким шлангом 26 через радиальное и осевое сверления в штоке 27, к предохранительному — через отверстие в крышке 31. Для уменьшения сопротивления перемещению рабочего поршня в крышке 28 предусмотрены отдушины 14.

Повороту цилиндра 29 вокруг его оси вместе с тормозными грузами препятствует палец 12, который перемещается вдоль паза стойки или кожуха 10. Подвеска грузов присоединяется к цилиндрам 29 вилками 34 и 6, шпилькой 7 и состоит из двух тяг 4, траверсы 5, грузов 2, стяжных шпилек 3 и пружин 1.

Усилие затяжки пружин 17 передается на верхний 19 и нижний 16 опорные диски. Затормаживающее усилие от пружин через нижний опорный диск 16 передается штоку поршня 27 рабочего цилиндра и шарнирно соединенной с ним вилкой 25 и шарнирным валиком 24 тяге 21, которая передает усилие исполнительному органу тормоза.

Рабочее торможение осуществляется пружинным блоком, предохранительное — пружинным блоком и тормозными грузами.

Для обеспечения надежной работы тормозной привод имеет электрические блокировки от чрезмерного износа тормозных колодок и от понижения давления сжатого воздуха в тормозной системе, установленные на стойке 9.

Смазка подвижных соединений осуществляется с помощью прессмасленок 23.

Принципиальная схема тормозной системы показана на рис. 4.91. Сжатый воздух от компрессора 14 по воздухопроводу поступает в воздухохосборник 8. При этом воздух очищается от воды и масла в водомаслоотделителе 9, а температура его контролируется температурным реле 12 и визуально термометром 13, установленным на воздухопроводе перед водомаслоотделителем. Между компрессором и воздухохосборником включен в воздухопровод электропневматический вентиль 11, который позволяет уменьшить пусковой момент двигателя компрессора. Компрессоры подключены к тормозной системе через индивидуальные клапаны 10.

Давление в воздухохосборнике должно находиться в пределах, установленных для каждой машины, что контролируется электроконтактным манометром. Допускается подача в воздухохосборник сжатого воздуха от шахтной сети. Если давление в шахтной сети выше требуемого, то подключение тормозной системы к шахтной сети необходимо производить через редукционный клапан. Из воздухохосборника

воздух поступает в панель управления тормозом ПТ, которая имеет вспомогательный воздухохосборник 7, фильтр 6 в сети управления и масленку 5 в сети рабочих цилиндров.

Перед началом работы машины производят впуск воздуха в предохранительные цилиндры 11 путем включения клапанов 2 (КП-1, КП-2 и КП-3). Тормозные грузы поднимаются в крайнее верхнее положение, а машина остается заторможенной пружинными блоками рабочего тормоза.

При включении клапанов 3 типов КР-1, КР-2 и КР-3 и подаче напряжения на управляющие катушки регулятора давления 4 типа РДБВ рабочие цилиндры соединяются с воздухохосборником и машина растормаживается.

При автоматической работе машины с применением механического тормоза, а также при дистанционном и ручном управлении машиной рабочее торможение осуществляется регулятором давления РДБВ. Увеличению давления воздуха в рабочих цилиндрах соответствует уменьшение тормозного момента, а снижению — увеличение его. Плавность торможения обеспечивается наличием большого числа ступеней давления (не менее 25).

Автоматическое стопорение осуществляется при движении сосудов на скорости дотяжки выключением клапанов КР. Клапаны отсекают цилиндры рабочего торможения от нагнетания и одновременно открывают выход воздуха в выхлопное устройство, которое предназначено для получения различных характеристик торможения, отвечающих условиям несложения канатов и требованиям Правил безопасности. Это достигается регулированием скорости выхода воздуха из тормозных цилиндров настройкой регулирующего клапана и изменением сечения отверстия дросселя. Клапаны КР-1, КР-2 и КР-3 взаимно дублируют свою работу, поэтому их электромагниты включены параллельно. В случае неисправности одного из этих клапанов второй обеспечивает надежное торможение машин.

Предохранительное торможение происходит от действия средств защиты или может быть включено машинистом. При предохранительном торможении обесточиваются все электромагнитные клапаны и происходит одновременный выпуск воздуха как из цилиндров рабочего торможения (через клапаны КР-1, КР-2 и КР-3), так и из цилиндров предохранительного торможения (через клапаны КП-1 и КП-2). Вследствие того, что рабочий тормоз имеет большее быстродействие, опораживание рабочих цилиндров происходит значительно быстрее и первоначальное тормозное усилие создается за счет пружинных блоков. Так как

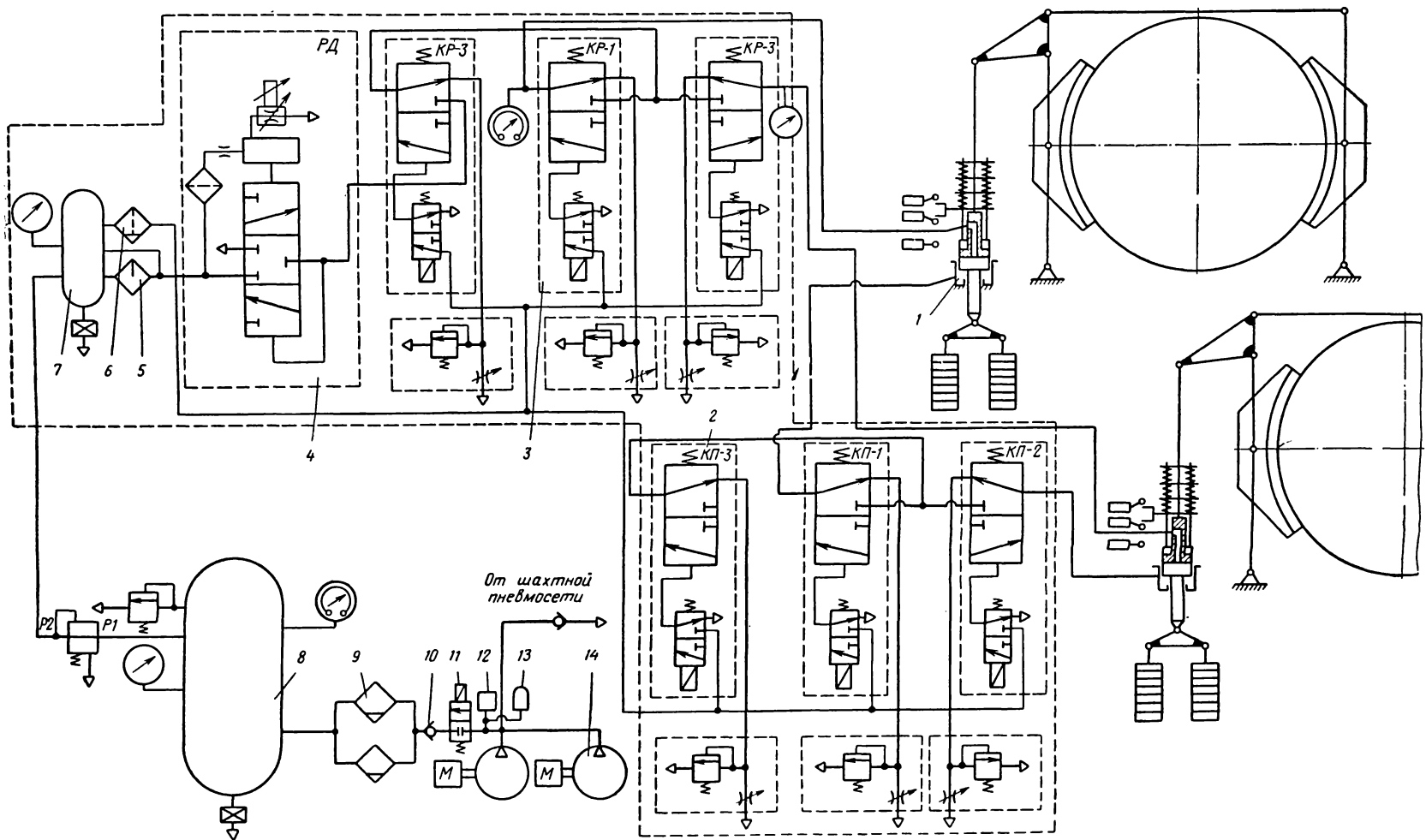


Рис. 4.91. Принципиальная схема тормозной системы многоканатных подъемных машин

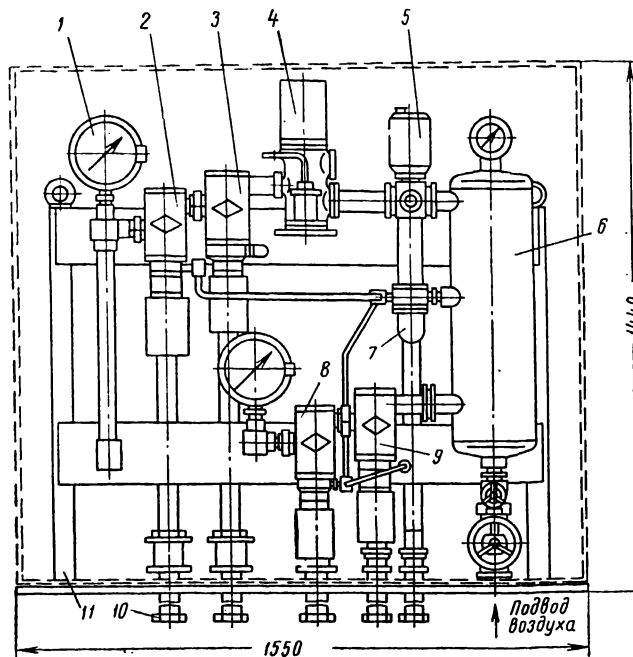


Рис. 4.92. Панель управления тормозом ПТ-3

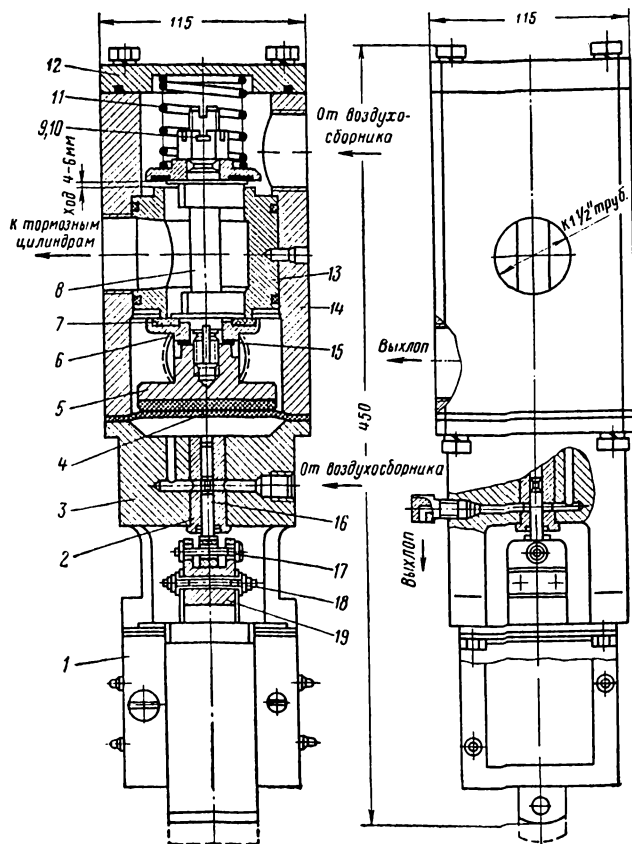


Рис. 4.93. Электропневматический клапан

к моменту опускания тормозных грузов все зазоры в тормозной системе уже выбраны пружинными блоками, наложение грузового тормоза происходит плавно и безударно.

Панель управления тормозом (рис. 4.92) обеспечивает создание следующих видов торможения: регулируемого автоматического стопорения при движении сосудов на скорости дотяжки и предохранительного. Панель управления тормозом состоит из регулятора давления 4, электромагнитных клапанов 2, 3, 8 и 9, регулируемого выхлопного устройства 10, воздушной масленки 5, фильтра 7, электроконтактных манометров 1, воздухосборника 6.

Все элементы панели тормоза смонтированы на подставке 11 и защищены металлическим шкафом. Воздухосборник 6 предназначен для сглаживания колебаний давления воздуха в тормозной системе.

Электроконтактные манометры контролируют давление воздуха в рабочих и предохранительных цилиндрах, а также используются как блокировка от понижения давления в указанных цилиндрах. При давлении воздуха, недостаточном для растормаживания машины, эта блокировка не дает возможности включить подъемные электродвигатели.

Электропневматический клапан (рис. 4.93) предназначен для впуска и выпуска воздуха из тормозных цилиндров. Диаметр условного прохода клапана 1,5", ход 4—6 мм.

Электропневматический клапан состоит из двухходового клапана и сервопривода (пневмоусилителя) клапана. Клапан имеет следующие основные детали: стальной корпус 14 с запрессованной в него бронзовой втулкой 13, клапаны 6, шток 8, толкатель 5, армированный резиной, пружину 11 и крышку 12.

Седла клапанов 6 закреплены на штоке 8 и застопорены корончатой гайкой 9 со шплинтом 10 — с одной стороны и толкателем 5 со стопорной шайбой 15 — с другой стороны.

Герметичность клапана достигается с помощью уплотнительных резиновых колец 7. Электропневматический усилитель клапана включает в себя диафрагму 4, корпус пневмоусилителя 3 с запрессованной в него бронзовой втулкой 2, управляющий золотник 16. К корпусу пневмоусилителя прикреплен электромагнит 1 переменного тока, якорь которого посредством толкателя 19, шпилек 18 и валика 17 соединен с управляющим золотником 16. Электромагнит имеет ход якоря 25 мм. Конструкция толкателя 19 обеспечивает ход золотника 16, равный 14 мм.

При подаче напряжения на клеммы катушки электромагнита якорь его втягивается и тол-

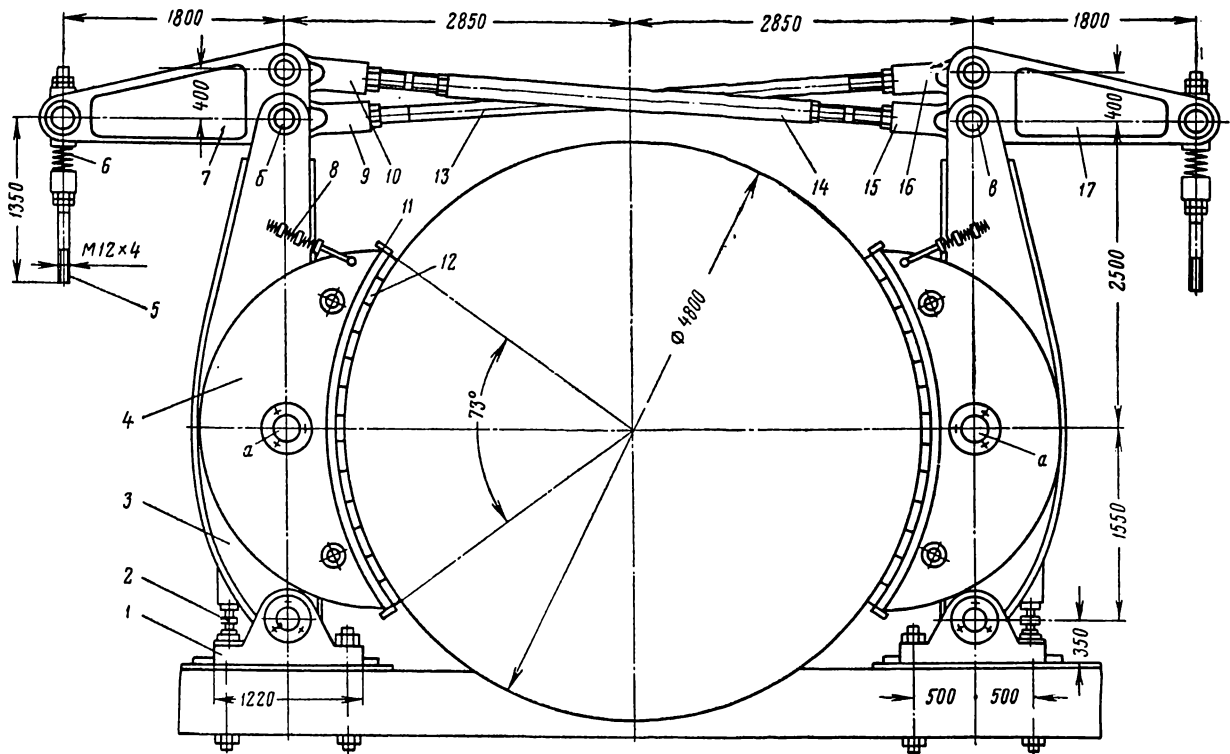


Рис. 4.94. Исполнительный орган тормоза многоканатной подъемной машины ЦШ5×8

кателем перемещает управляющий золотник в верхнее положение.

В этом положении золотник 16 соединяет внутреннюю полость пневмоусилителя с воздухо-сборником. Сжатый воздух прогибает диафрагму и перемещает толкатель в сборе со штоком и седлами клапанов в верхнее положение. При этом открывается доступ сжатому воздуху из воздухо-сборника в тормозные цилиндры, а выход воздуха из цилиндров перекрывается.

При снятии напряжения с катушки электро-магнита якорь падает вниз и перемещает золотник 16, который отсекает внутреннюю полость пневмоусилителя от воздухо-сборника и соединяет ее с атмосферой. Толкатель в сборе со штоком и седлами клапанов под действием сжатой пружины 2 перемещается вниз и соединяет тормозные цилиндры через выхлопные устройства с атмосферой, одновременно отсекая впуск воздуха в цилиндры.

Тормозное устройство многоканатной подъемной машины ЦШ5×8

Тормозное устройство мощной многоканатной подъемной машины ЦШ5×8 выполняет те же функции, что и тормозные устройства других многоканатных машин. Конструктивное от-

личие состоит в том, что у машины ЦШ5×8 применены два исполнительных органа тормоза, каждый из которых управляется двумя пружинными пневматическими безгрузовыми тормозными приводами.

Оба исполнительных органа работают синхронно и используются как при рабочем, так и при предохранительном торможении.

Исполнительный орган тормоза (рис 4.94) состоит из шарнирных балок 4, которые соединены с тормозными балками 3 центральным шарниром *a*. Балки 4 установлены на опорах 1, положение которых на раме фиксируется коническими штифтами, упорами и клиньями.

На опорах 1 установлены регулируемые упоры 2. Прессмассовые тормозные колодки 12 крепятся болтами и упорами 11 к шарнирным балкам. Правый угловой рычаг 17 шарниром *a* соединен с правой тормозной балкой, а тягой 13 и головками шарниров 9 и 16 — с левой тормозной балкой 3.

Левый угловой рычаг 7 шарниром *b* соединен с левой тормозной балкой, а тягой 14 и головками шарниров 10 и 15 — с правой тормозной балкой 3. Тяга 14 имеет продольный паз, в котором вводится тяга 13. Тормозные приводы подсоединяются к угловым рычагам 7

и 17 тягами 5, соединяемые штоками тормозных приводов стяжными муфтами. При движении тяг 5 вниз происходит сближение тормозных балок и затормаживание машины, при движении вверх — растормаживание.

При затормаживании левым тормозным приводом левый угловой рычаг под действием этого усилия поворачивается относительно шарнира б и через тягу 14 сближает тормозные колодки 12, прижимая их к тормозному ободу. Одновременно происходит затормаживание правым тормозным приводом, и усилия на тормозных колодках от действия левого и правого приводов суммируются.

Растормаживание машин происходит в обратном порядке. Одинаковый зазор между ободом и тормозными колодками 12 правой и левой шарнирных балок обеспечивается регулировкой упоров 2, а равномерность зазора по дуге обхвата — пружинными регулирующими звеньями 8, которые соединяют шарнирные балки с тормозными балками 3. При нормальной (одновременной) работе двух приводов пружины 6 в процессе затормаживания не участвуют. Они предназначены только для затормаживания одним тормозным приводом, если второй привод по какой-либо причине выйдет из строя. В этом случае угловой рычаг тормоза со стороны неисправного привода будет перемещаться вниз, сжимая пружину.

При регулировке тормоза каждая пружина должна быть затянута на усилие, необходимое для растормаживания исполнительного органа, и поэтому при растормаживании она не деформируется.

Техническая характеристика исполнительного органа тормоза

Диаметр тормозного обода, мм	4800
Максимальный тормозной момент, создаваемый одним исполнительным органом, тс·м	202,5
Замыкающее усилие на угловом рычаге, тс .	7,1
Передаточное число тормоза	11,7
Максимальное удельное давление на тормозной колодке, кгс/см ²	9,3
Расчетный коэффициент трения	0,3
Масса одного исполнительного органа, кг	17 400

Привод тормоза машины ЦШ5×8 (рис. 4.95) конструктивно мало отличается от привода тормоза, схема которого показана на рис. 4.33, поэтому описание конструкции и принцип действия здесь не приводятся.

Техническая характеристика привода тормоза

Диаметр тормозного цилиндра, мм	500
Ход поршня, мм:	
рабочий	90
подвый	210

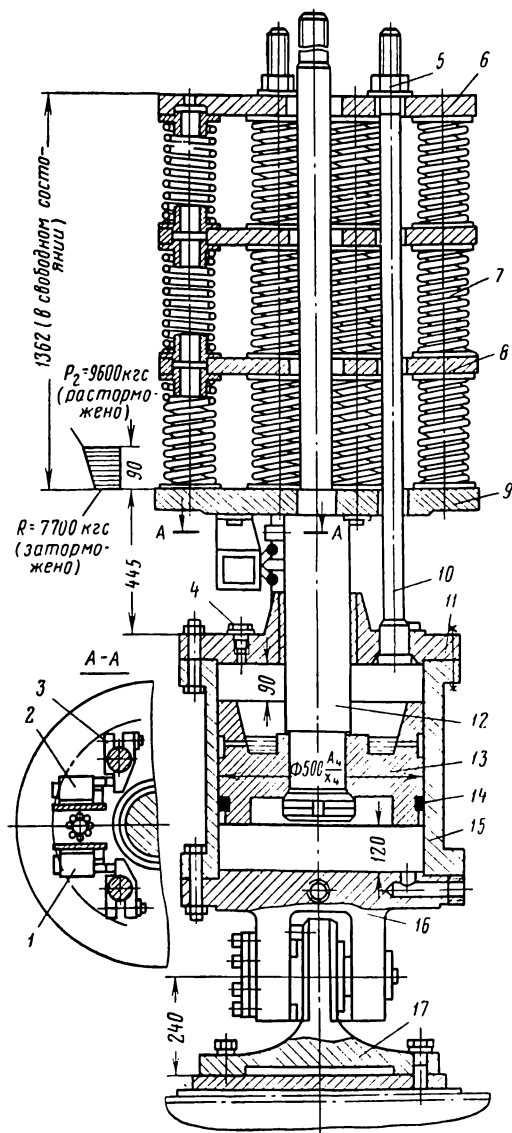


Рис. 4.95. Пружинный пневматический привод тормоза машины ЦШ5×8

Максимальное давление воздуха в цилиндре при растормаживании, кгс/см ²	6,0
Подъемное усилие поршня (при $p = 5$ кгс/см ²), кгс	9800
Жесткость пружинного блока, кгс/мм	21
Масса тормозного привода, кг	2600

Тормозное устройство многоканатной подъемной машины ЦШ5×8 (рис. 4.96) состоит из двух исполнительных органов тормоза 7 и четырех пружинных пневматических тормозных приводов 6. Управление тормозным устройством осуществляется регуляторами давления 11 и электропневматическими клапанами 2, 3 и 8.

Сжатый воздух для работы тормозного устройства подается от двух установок воздухо-

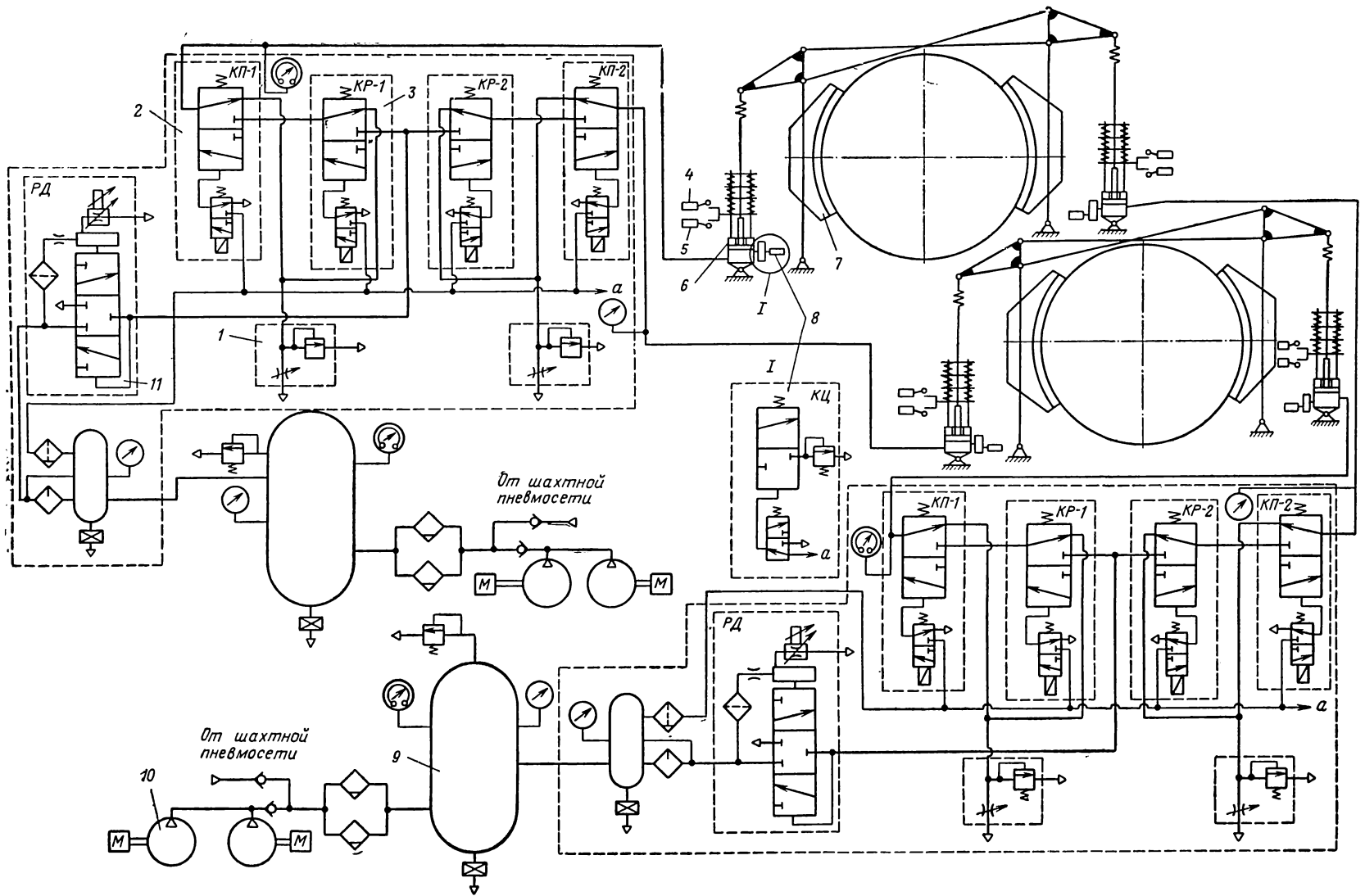


Рис. 4.96. Принципиальная схема тормозного устройства машины ЦЩ5×8

сборников с компрессорами 10. Возможно использование сжатого воздуха и от шахтной сети. Если давление в сети больше требуемого, то соединение шахтной сети с воздухоборниками необходимо выполнить через редукционный клапан.

Для растормаживания машины сжатый воздух из воздухоборников 9 через воздухоборники панелей управления тормозом, маслораспылители, электропневматические регуляторы давления 11 и электропневматические клапаны 2 и 3 подается в четыре цилиндра 6 тормозных приводов.

Установленные непосредственно на цилиндрах клапаны 1-й ступени торможения 8 (клапаны КЦ) включены и закрывают выход воздуха из тормозных цилиндров.

Как и у других многоканатных машин, тормозное устройство машины ЦШ5×8 обеспечивает два режима торможения: рабочее, в том числе и стопорное; предохранительное.

Рабочее регулируемое торможение осуществляется с пульта управления с помощью двух электропневматических регуляторов давления 11. Последние осуществляют плавное изменение давления в тормозных цилиндрах в соответствии с поданным на них сигналом. Синхронная работа регуляторов давления достигается регулировкой установочных сопротивлений в цепи обмоток управления регуляторов давления. В режиме рабочего торможения электромагниты клапанов 2, 3 и 8 включены.

Стопорное торможение производится выпуском воздуха из цилиндров через электропневматические клапаны рабочего торможения 3 (клапаны КР) путем отключения их электромагнитов. Одновременно электромагниты электропневматических клапанов 8 (клапаны КЦ) отключаются от сети и клапаны переключаются на выпуск воздуха из цилиндров 6.

Регулируемое выхлопное устройство 1 клапанов в случае необходимости настраивается на выпуск воздуха из тормозных цилиндров до определенного значения, чем обеспечивается получение такой величины тормозного момента, а следовательно, и замедления, которое допускается условием нескольжения подъемных канатов по шкиву. Подобным образом настраивается и регулируемое выхлопное устройство клапанов рабочего торможения 3 (клапаны КР).

Для получения желаемой скорости нарастания тормозного момента после закрытия регулируемого выхлопного устройства на выпускном трубопроводе клапанов рабочего торможения 3 устанавливаются дроссельные шайбы с отверстием необходимого диаметра.

На клапанах 8 имеется только регулируемое выхлопное устройство.

В режиме рабочего стопорного торможения одновременно с клапанами 3 и 8 отключаются и обмотки управления регуляторов давления 11. Это повышает надежность работы тормозного устройства, так как в случае неисправности клапанов рабочего торможения 3 выпуск воздуха из тормозных цилиндров будет обеспечен через регуляторы давления.

Предохранительное торможение производится выпуском воздуха из тормозных цилиндров через клапаны предохранительного торможения 2 (клапаны КП) отключением их электромагнитов. Одновременно отключаются электромагнитные клапаны 3 и 8, а также обмотки регуляторов давления 11. Регулируемое выхлопное устройство клапанов предохранительного торможения настраивается аналогично выхлопным устройствам клапанов рабочего торможения. На выхлопном трубопроводе клапанов также предусмотрена возможность установки дроссельных шайб.

Надежность работы тормозного устройства в режиме предохранительного торможения обеспечивается тем, что отключающиеся в этом режиме клапаны рабочего торможения и регуляторы обеспечат затормаживание машины даже в случае неисправности клапанов предохранительного торможения.

Тормозное устройство имеет блокировки 4 и 5, аналогичные ранее описанным: ВРТ — выключатель растормаживания тормоза и ВИК — выключатель износа колодок, которые устанавливаются на каждом тормозном приводе.

Редукторы многоканатных подъемных машин

На многоканатных подъемных машинах применяются специально спроектированные двухприводные отъемные редукторы типа 2ЦД, изготовляющиеся четырех типоразмеров: 2ЦД-14, 2ЦД-17, 2ЦД-20 и 2ЦД-23. Обозначение их, например 2ЦД-20, расшифровывается так: 2 — двухприводной, ЦД — цилиндрический двухступенчатый, 20 — расстояние от оси тихоходного вала до оси моторного вала в дециметрах.

Редуктор типа 2ЦД (рис. 4.97) представляет собой двухприводную реверсивную двухступенчатую зубчатую передачу с шевронными колесами, заключенную в корпус литой или сварной конструкции с жесткими межцентровыми расстояниями.

Основной особенностью редукторов этого типа является установка корпуса 1 с крышкой 4 на пружинных опорах. При этом редуктор со-

единяется с коренным валом жестким фланцевым соединением, а крутящий момент передается пассивными втулками или болтами, соединяющими фланец коренного вала с муфтой тихоходного вала редуктора. Подпружинивание корпуса уменьшает влияние динамических усилий, возникающих в период пуска и останова, а также облегчает монтаж и уменьшает габариты машины в плане.

Особенность конструкции двухприводных редукторов — наличие полых моторных вал-шестерен. Крутящий момент от подъемного электродвигателя передается через зубчатую муфту 6, посаженную на моторный вал 7, проходящий внутри полой вал-шестерни 8 и соединенный с ней также зубчатой муфтой 9. Такая конструкция позволяет редуктору поворачиваться вокруг оси главного вала при деформации пружинных опор.

Оси валов расположены в горизонтальной плоскости, являющейся плоскостью разреза корпуса. Опорами валов 8—11 служат подшипники качения, установленные непосредственно в корпусе без стаканов. Соединение бандажей со ступицами зубчатых колес и муфты 12 с главным валом 11 выполнено по специальным посадкам, обеспечивающим необходимый запас сил трения.

Таблица 4.35

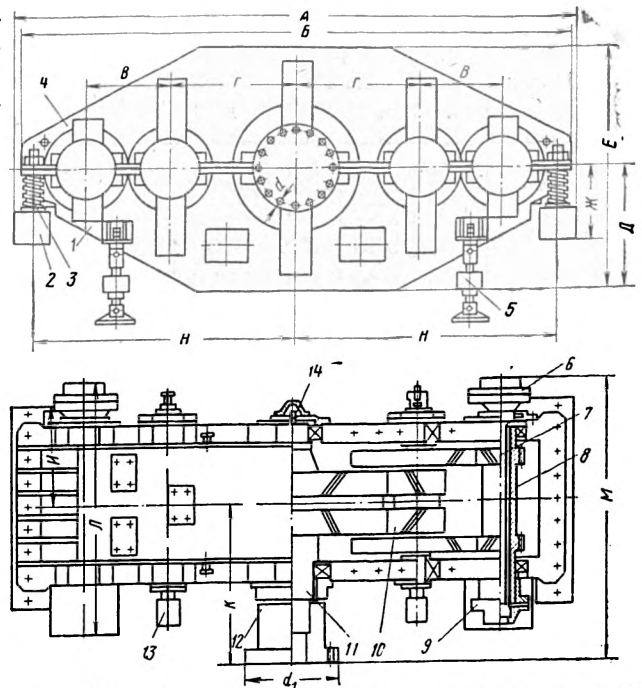


Рис. 4.97. Двухприводный подпружиненный редуктор 2ЦД

Максимальный крутящий момент, указанный в характеристике редуктора (табл. 4.35), передается одновременно через две моторные

Параметры	Редуктор			
	2ЦД-14	2ЦД-17	2ЦД-20	2ЦД-23
Передаточное число	6; 7,35; 10,5; 11,5	7,35; 10,5; 11,5	7,35; 10,5; 11,5	10,5; 11,5
Максимальный крутящий момент на выходном валу, тс·м	20	45	60; 70 (75) *	100
Частота вращения вала электродвигателя, об/мин	750	600	480; 580	590
Маховый момент редуктора, тс·м ²	12; 18; 24; 26	42,7; 49,5; 66,4	91; 133; 157	172; 180
Масса редуктора, т	16	31	35,5	50,5
Характеристика зацепления быстросходной пары:				
z_1	61; 48; 45	40; 31; 29	48; 38; 36	32; 30
z_2	113; 126; 129	94; 103; 105	90; 100; 102	101; 103
m , мм	6	9	10	12
β	29°32'30"	30°31'20"	30°24'05"	27°32'34"
То же, тихоходной пары:				
z_1	41; 35	29	30	31
z_2	134; 140	92	120	103
m , мм	8	14	14	18
β	28°57'17"	32°06'17"	28°57'18"	30°31'22"
Система смазки		Принудительная и окупанием		
Марка масла	И50А	Индустриальное И45А		
Количество заливаемого масла, л	480—650	950	100	1 200

* Момент 75 тс·м допускается по согласованию с заводом-изготовителем.

Таблица 4.36

Редукторы	Размер (см. рис. 4.97). мм													
	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	И	К	Л	М	Н	d	d ₁
2ЦД-14	4000	3820	600	800	835	1450	750	1068	1000	2190	2300	1850	85	850
2ЦД-17	4750	4750	700	1000	990	1980	730	1050	1325	2585	2845	2185	85/95	950/1300
2ЦД-20	5470	5300	800	1200	1155	2300	700	1000	1500	2675	2850	2550	95	950/1300
2ЦД-23	6370	6200	900	1400	2300	2600	750	1170	1700	3320	3260	3000	95	1300

вал-шестерни, по половине на каждую из них. В исключительных случаях и только с согласия завода-изготовителя редуктор может работать с одним электродвигателем при нагрузке, вдвое меньшей максимальной расчетной.

Редуктор опирается на две пружинные опоры, состоящие из пружинных пакетов 3, устанавливаемых на тумбы 2, которые жестко крепятся к фундаменту. Для гашения колебаний корпуса при асинхронном приводе устанавливаются два гидравлических демпфера 5. У всех редукторов на торце главного вала имеются центрирующая выточка и отверстие с резьбой для фиксации и крепления пальца 14, который присоединяет к редуктору привод аппарата контроля хода АЗК. К крышкам подшипников промежуточных валов прикрепляются редукторы приводов аппаратов управления 13 подъемной машиной. Картер редуктора заполняется маслом. Смазка зубчатых передач и подшипников принудительная.

Контроль температуры подшипников осуществляется с помощью термореле, которые омываются маслом, прошедшим через подшипники. Термореле ТР-200 срабатывает при температуре масла 80° С.

Разъем редуктора уплотнен резиновым шнуром и специальной пастой. В местах выхода валов вытеканию масла препятствуют маслоотсасывающие кольца. Циркуляция масла осуществляется с помощью специальной маслосистемы. В зависимости от передаваемой мощности редуктор комплектуется маслостанцией М-125 (с подачей насоса 125 л/мин) без искусственного охлаждения масла или маслостанцией М-125-0 (с установкой для воздушного охлаждения масла).

Маслостанция М-125 состоит из двух насосных установок, нагнетательного и сточного трубопроводов, вентилей, фильтра и контрольно-предохранительных приборов, а маслостанция М-125-0 дополнена подвесным отопительным агрегатом АПВС-110-80 для воздушного охлаждения масла. Циркуляция масла

осуществляется одной насосной установкой, вторая установка — резервная.

Максимальное давление масла в нагнетательном трубопроводе 5 кгс/см². При превышении допустимого давления предохранительный клапан направляет поток масла в сточный трубопровод. После фильтра на нагнетательной ветви установлено термореле ТР-200, которое срабатывает при температуре масла 60° С.

Подвесной отопительный агрегат АПВС-110-80, примененный для воздушного охлаждения масла, состоит из входного воздушного патрубка, внутри которого расположен электродвигатель с вентилятором осевого типа, калорифера и выходного патрубка. Масло охлаждается, проходя по спиральным оребренным трубкам калорифера, которые снаружи омываются воздухом.

Выбор редуктора для многоканатной подъемной машины производится так же, как для барабанной подъемной машины.

Технические характеристики и основные размеры редукторов типа 2ЦД многоканатных подъемных машин приведены в табл. 4.35 и 4.36.

6. Устройства управления и защиты подъемных машин

Под устройствами управления и защиты шахтных подъемных машин обычно понимают комплекс аппаратов, которые выполняют следующие функции:

- информации о положении сосуда в стволе; ограничения скорости;
- задания скорости подъема системы автоматического регулирования (для автоматизированных установок);
- получения различных путевых команд по стволу;

защиты от переподъема.

Все перечисленные функции связаны с получением и переработкой информации о положении подъемных сосудов в стволе. Это является основным содержанием процесса управ-

ления машиной, задача которого сводится в конечном счете к тому, чтобы контролировать перемещение подъемного сосуда в заданную точку ствола с требуемой точностью, затратив на это минимальное время. Параметры движения при этом не должны выходить за пределы нормативов, определенных Правилами безопасности.

Современные подъемные машины комплектуются электромеханическими и электрическими аппаратами, позволяющими работать в автоматическом режиме с высокой степенью надежности и безопасности.

В настоящем параграфе приведены описания аппаратов управления и защиты, применяемых на отечественных подъемных машинах и серийно изготавливаемых конотопским заводом «Красный металлист».

Аппараты контроля хода и защиты подъемных машин

Появление автоматизированных многоканатных подъемных машин потребовало создания специального аппарата, совмещающего в себе многие функции управления и защиты, связанные с получением и переработкой информации о положении подъемных сосудов в стволе. Аппарат должен был содержать набор путевых выключателей и программные устройства, необходимые для автоматизации хода, ограничение скорости и концевые выключатели для защиты от переподъема, сельсин-датчик для дистанционной передачи информации на указатель глубины пульта управления и ряд других вспомогательных устройств. Необходимо было также обеспечить ввод поправки в случае возникновения рассогласования между положением узлов аппарата и фактическим положением подъемных сосудов в стволе из-за проскальзывания головных канатов относительно канатоведущего шкива.

Первым аппаратом, удовлетворяющим этим требованиям, стал аппарат контроля хода АКХ с приводом от главного вала машины. В связи с освоением новых барабанных машин был разработан более совершенный аппарат АЗК универсального назначения, которым в настоящее время комплектуются и многоканатные, и барабанные подъемные машины. Кроме указанных аппаратов АКХ и АЗК, связанных с главным валом, получили определенное распространение аппараты «Горизонт», в которых для привода используется система «магнитная запись — шаговый двигатель» (МЗ-ШД), получающая информацию о перемещении подъемного сосуда непосредственно от одного из головных канатов, несущего магнитные метки.

Кроме аппаратов АКХ, АЗК и «Горизонт», предназначенных для комплектации вновь изготовленных подъемных машин, выпускаются аппараты ППК для автоматизации действующих подъемных машин и АУЛ для подъемных машин, эксплуатируемых в среде, опасной по взрыву газа или пыли. Эти аппараты имеют более ограниченные функциональные возможности.

Аппарат задания и контроля хода подъемных машин АЗК предназначен для управления в автоматическом и ручном режимах изащиты одно-, двухбарабанных и многоканатных подъемных машин. Аппарат выполняет следующие функции:

выдает импульсы в отдельных точках пути движения подъемного сосуда для осуществления необходимых переключений в схеме автоматического управления;

формирует электрические сигналы для работы сельсинного указателя глубины, располагаемого на пульте управления машиной;

формирует электрический аналоговый сигнал заданной скорости для системы автоматического регулирования скорости подъема;

осуществляет защиту от превышения скорости подъема;

производит автоматическую корректировку положения элементов аппарата в соответствии с фактическим положением подъемных сосудов в стволе при проскальзывании и упругом переползании канатов относительно канатоведущего шкива, при износе футеровки канатоведущего шкива многоканатной подъемной машины или при перестановке барабанов двухбарабанной подъемной машины;

осуществляет контроль целостности кинематических связей с подъемной машиной, а также внутренних кинематических цепей аппарата.

Техническая характеристика аппарата АЗК

Число оборотов за цикл подъема:	
входного вала аппарата	15—240
выходного вала с блоком программирования (не более)	60
сельсин-датчика указателя глубины (не более)	98,5
тахогенератора (не более)	1018
сельсин-датчика электрического ограничителя скорости (не более)	9,48—13,1
Путь, контролируемый за один оборот сельсин-датчика указателя глубины, при высотах подъема от 200 до 1600 м	2,15—16,25
Скорость ввода поправки корректором при высоте подъема 1000 м (не менее), м/с	5
Число путевых (этажных) выключателей	40

Нижний порог срабатывания системы контроля кинематических цепей, м/с	1,5
Напряжение питания, В:	
двигателя корректора	380/220
электромагнитных муфт блоков программирования	220
Основные размеры механической части аппарата (с блоками программирования), мм:	
высота	1692
ширина	1104
длина	1592
Полная масса комплекта, кг	1107

Комплектность поставки аппарата АЗК: шкаф с приводом ШПА-1, блок программирования при разбегах на максимальной скорости БПМ-1, блок программирования при разбегах на пониженной скорости БПП-1, реле контроля вращения РКВ-1, электрический ограничитель скорости ЭОС-2, стабилизатор напряжения С-0,75.

Аппарат АЗК состоит из двух симметричных узлов, в каждом из которых имеется набор из 20 путевых выключателей, сельсин-датчик указателя глубины, сельсин-датчик ограничителя скорости, тахогенератор контроля кинематических цепей и корректор. Такая конструкция позволяет при использовании аппарата на двух барабанных подъемных машинах производить независимый поворот с помощью корректоров одной или другой симметричной части относительно входного вала в соответствии с перестановкой барабанов или вытяжкой одного или другого каната. При использовании аппарата на многоканатных подъемных машинах корректоры применяются для ввода поправки на смещение головных канатов относительно футеровки канатоведущего шкива, вследствие проскальзывания или упругого переползания канатов. Таким образом обеспечивается унификация аппарата для обоих видов подъемных машин.

Кинематическая схема аппарата АЗК показана на рис. 4.98. Каждая из симметричных частей аппарата (на рис. 4.98 дана половина схемы) получает вращение от входного вала через конический дифференциал, ось сателлитов которого может поворачиваться двигателем корректора. Включаясь во время стоянки машины, двигатель вращает все узлы аппарата, вводя таким образом необходимые поправки. Путевые выключатели аппарата АЗК предназначены для выдачи в систему управления и защиты сигналов о прохождении подъемным сосудом определенных точек ствола.

Блок этажных выключателей имеет два вертикальных вала, жестко связанные друг с дру-

гом посредством зубчатых колес, обеспечивающих поворот одного вала на 28,8, а другого — на 30 оборотов за цикл подъема. На одном валу укреплены кулачки, а на другом — толкатели. Каждый кулачок и толкатель составляют пару, которая обеспечивает срабатывание одного путевого выключателя (рис. 4.99). При встрече кулачка и толкателя последний выдвигается и при своем вращении перебрасывает механизм мгновенного переключения, закрепленный неподвижно. Настройка путевого выключателя на срабатывание в определенной точке ствола производится при нахождении в этой точке подъемного сосуда путем поворота кулачка и толкателя вокруг их валов и до встречи и фиксации их в этом положении с помощью специальных винтов. Высокая точность срабатывания выключателя обусловлена тем, что кулачок и толкатель встречаются только один раз за цикл подъема.

В каждой симметричной части кинематической схемы шкафа ШПА-1 (см. рис. 4.98) имеется сельсин-датчик указателя глубины СДУГ, передача к которому выбрана так, что он поворачивается за цикл подъема на угол не более 98,5 оборота. Сельсин-датчик электрического ограничителя скорости СДЭОС приводится через сменную пару шестерен z_5 — z_6 , которые выбирают в зависимости от конкретной длины участка замедления таким образом, чтобы на этой длине угол поворота ротора не превышал 60°. Тахогенераторы ТГ используются в системе контроля исправности кинематических цепей аппарата. Контроль осуществляется с помощью устройства РКВ, которое представляет собой комбинацию двух транзисторных реле скорости, одно из которых получает сигнал скорости от тахогенератора машины, а другое — от тахогенератора аппарата ТГ. Устройство РКВ обеспечивает наложение предохранительного тормоза в случае пропадания любого из этих сигналов. Аппарат комплектуется двумя устройствами РКВ для каждой из симметричных частей отдельно.

В блоках программирования скорости БПМ-1 и БПП-1 применены профильные диски, воздействующие на сельсинные бесконтактные командоаппараты автоматики СКАА. Для повышения масштаба задания скорости профильные диски выполнены отключаемыми. Каждый из блоков программирования содержит пару профильных дисков (для одного и другого направления движения машины), воздействующих на свои командоаппараты, концевые выключатели положения профильных дисков и редуктор с электромагнитной муфтой. Сменная пара шестерен z_1 — z_2 подбирается таким обра-

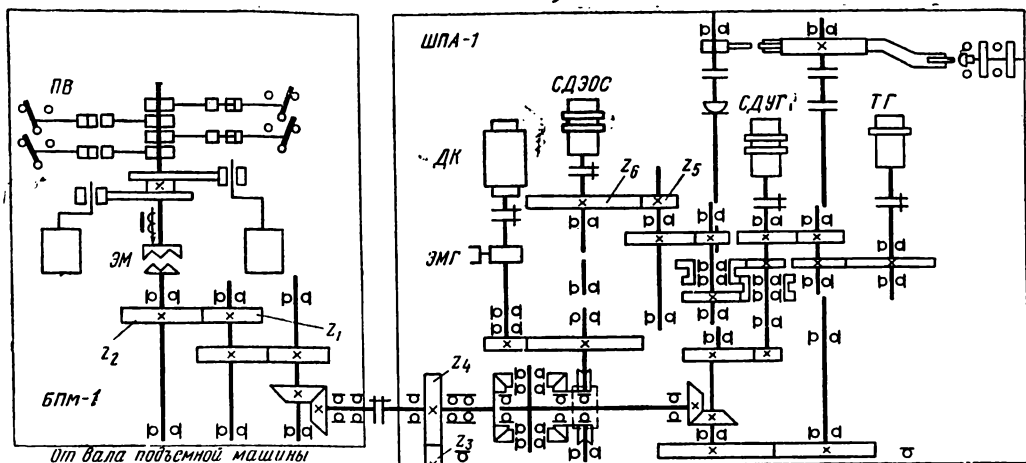


Рис. 4.98. Кинематическая схема аппарата АЗК

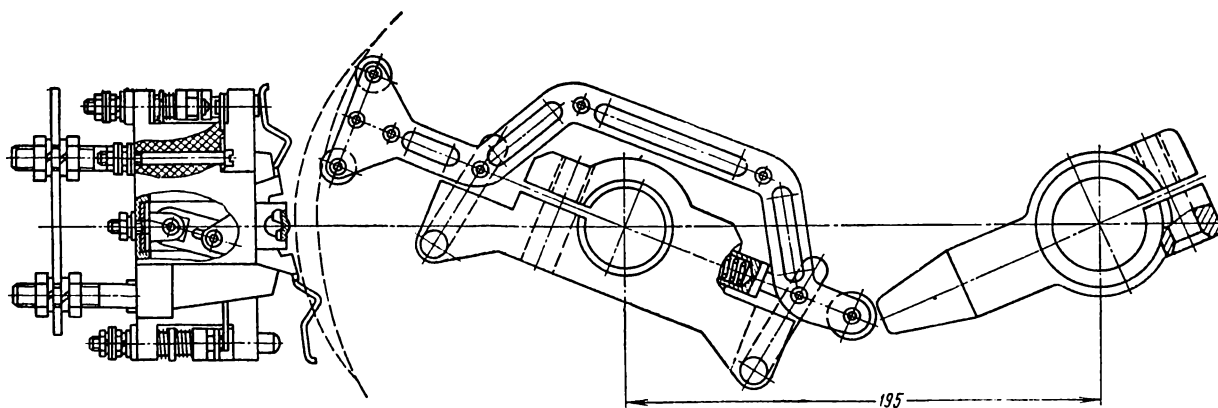


Рис. 4.99. Схема работы путевого выключателя аппарата АЗК

зом, что на пути разгона (замедления) профильный диск поворачивается на угол не более 180° . Одна половина профильного диска программирует разгон машины, другая — замедление. На протяжении движения с максимальной скоростью, а также на участке дотяжки профильный диск остается неподвижным. Управление электромагнитной муфтой производится от соответствующих путевого и концевых выключателей на валу профильных дисков.

Блок БПМ-1 используется для программирования на максимальной скорости, блок БПП-1 — для автоматизации многогоризонтных подъемных установок. С помощью последнего программируется пониженная скорость разъездов между сближенными горизонтами, когда путь разъезда не позволяет разогнаться до максимальной скорости.

В блоках программирования применены бесконтактные командоаппараты СКАА, выполнен-

ные на базе сельсинов БД-501А, работающих в трансформаторном режиме.

Сельсин-датчик указателя глубины СДУГ типа БД-501А соединен с сельсин-приемником в указателе глубины УГС-4, расположенном на пульте управления машиной.

Сельсин-датчик ограничителя скорости СДЭОС того же типа используется в качестве датчика допустимой скорости для электрического ограничителя скорости ЭОС-2. СДЭОС осуществляет программирование допустимой скорости в функции положения подъемного сосуда на участке замедления.

Аппарат контроля хода типа АКХ предназначен для программирования скорости и защиты многоканатных подъемных машин. Хотя в настоящее время аппарат АКХ снят с производства и заменен аппаратом АЗК, на подъемных установках, оборудованных многоканатными подъемными машинами первых выпусков,

эксплуатируется значительное число таких аппаратов.

Аппарат АКХ выполняет те же функции, что и аппарат АЗК. Принципы работы путевых выключателей, блоков программирования максимальной и пониженной скорости, корректора такие же, как и в аппарате АЗК.

Конструктивное отличие аппарата АКХ заключается в том, что он не имеет симметричного разделения узлов. Из кинематической схемы (рис. 4.100) видно, что аппарат имеет один корректор, один блок путевых выключателей и три сельсин-датчика указателей глубины: СТО — сельсин-датчик точного отсчета (делает за цикл подъема 100 или 120 оборотов); СГО — сельсин-датчик грубого отсчета (делает за цикл подъема 0,5 оборота); СПО — сельсин-датчик для электрических повторителей указателя глубины (делает за цикл подъема 0,3 оборота).

Сельсин-датчики СТО и СГО предназначались для управления двухканальным сельсинным указателем глубины УГС-2, в котором предусматривался отдельный привод точной и грубой стрелок от двоянного сельсина-приемника. По ряду причин от указателя глубины УГС-2 пришлось отказаться, поэтому во всех аппаратах АКХ, находящихся в эксплуатации, используется только датчик точного отсчета СТО. При этом сменные шестерни подбираются так, чтобы вал СТО делал 100 оборотов за цикл при использовании новых указателей глубины УГС-4 и 120 оборотов за цикл — при использовании старых пультов управления ПУМ с указателями глубины типа УГС-1.

Сельсин-датчик СПО предназначен для выдачи аналогового сигнала на электрические повторители, в качестве которых используются обычные вольтметры. Эти повторители могут устанавливаться на горизонтах и дают грубую информацию о положении подъемных сосудов в стволе. Сельсин-датчик СП работает в режиме потенциал-регулятора и выдает напряжение приблизительно линейное в функции угла поворота, так как используется только 60° синусоиды выходного сигнала сельсина.

В аппарате АКХ применен регулятор ограничения скорости РОС-5914 типа ХЭМЗ (Харьковского электромеханического завода), отличающийся от обычных тем, что для повышения масштаба развертки пути подъема ретардиру-

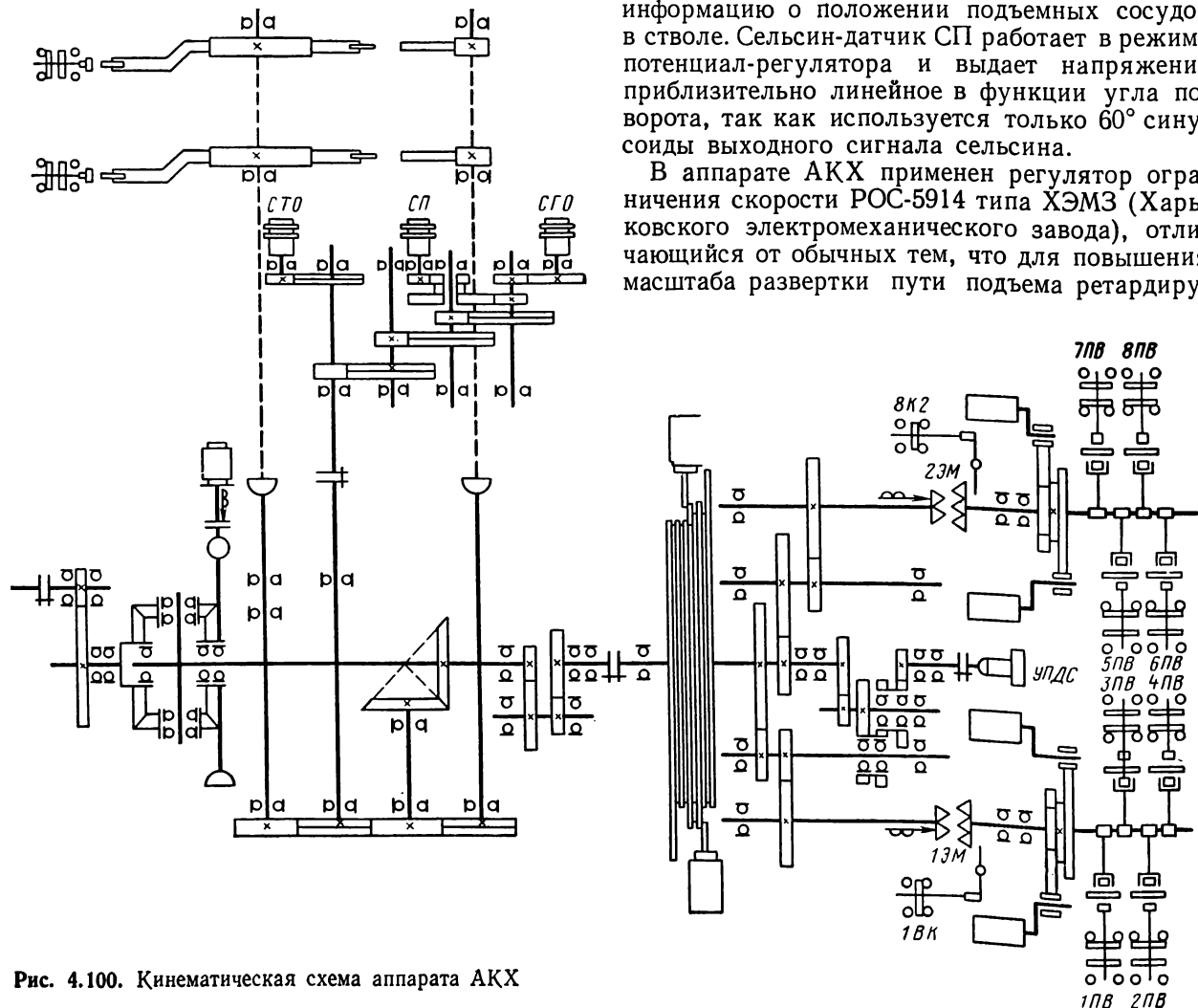


Рис. 4.100. Кинематическая схема аппарата АКХ

ющий диск выполнен пятивитковым. Соответственно изменена конструкция рычага реостата РОС-5914 таким образом, что ролик, следящий за профилем, может перемещаться не только вдоль радиуса ретардирующего диска, но и вдоль его оси.

Конструктивно аппарат АКХ выполнен в виде двух сочлененных между собой шкафов, в одном из которых расположены блок путевых выключателей, блок-сельсин-датчиков, корректор и редуктор, а в другом — ограничитель скорости и программные устройства.

Путевой программный командоаппарат типа ППК предназначен для программного управления действующими автоматизированными подъемными установками (по схеме АГП-61), оборудованными барабанными подъемными машинами. Он выполняет две функции: выдачу путевых команд для схемы автоматики и задание программы замедления подъемной установки в функции пути для системы автоматического регулирования скорости подъема.

Конструктивно аппарат ППК состоит из приводного раздаточного редуктора, блока путевых выключателей и блока программирования. В аппарате также установлен сельсин-датчик для дистанционного указателя глубины.

Аппарат ППК приводится во вращение от главного вала подъемной машины через фрикционную муфту. Кинематическая схема аппарата приведена на рис. 4.101. Вращение от входного вала аппарата 3 посредством зубчатых передач передается на валы блока путевых выключателей 2, к сельсин-датчику 1 и токосъемникам 4 потенциометров заданной скорости 5. В блоке путевых выключателей установлено 16 выключателей, подобных по конструкции АЗК. За один цикл подъема вал кулачков 6 совершает не более 25, а вал толкателей 7 — не более 24 оборотов.

Программное устройство состоит из потенциометров заданной скорости ПЗСВ и ПЗСН, используемых соответственно при ходе машины вперед или назад. Потенциометр представляет собой реостат, состоящий из контактного устройства, набора резисторов и щеточного токосъемника. Ламели контактных устройств обоих потенциометров расположены на одной панели в виде двух концентрических окружностей.

При работе подъемной машины вал щеточных токосъемников вращается непрерывно (кинематическая цепь не разрывается), электрическое соединение одного или другого (в зависимости от направления движения машины) потенциометра с системой регулирования происходит в точке начала замедления с помощью

настроенного на эту точку путевого выключателя.

Рычаг с токосъемником в этот момент находится в положении, при котором с подключаемого потенциометра снимается сигнал, соответствующий максимальной скорости подъема. Разбивка ступеней реостата производится в соответствии с зависимостью изменения скорости в функции местоположения подъемного сосуда. С помощью сменных шестерен программное устройство может быть настроено на необходимую величину замедления.

Аппарат управления лебедками АУЛ предназначен для управления шахтными лебедками и подъемными машинами с диаметром барабана от 1,6 до 3, м, установленными в подземных выработках шахт, опасных по взрыву газа или пыли. Он входит в комплект аппаратуры ди-

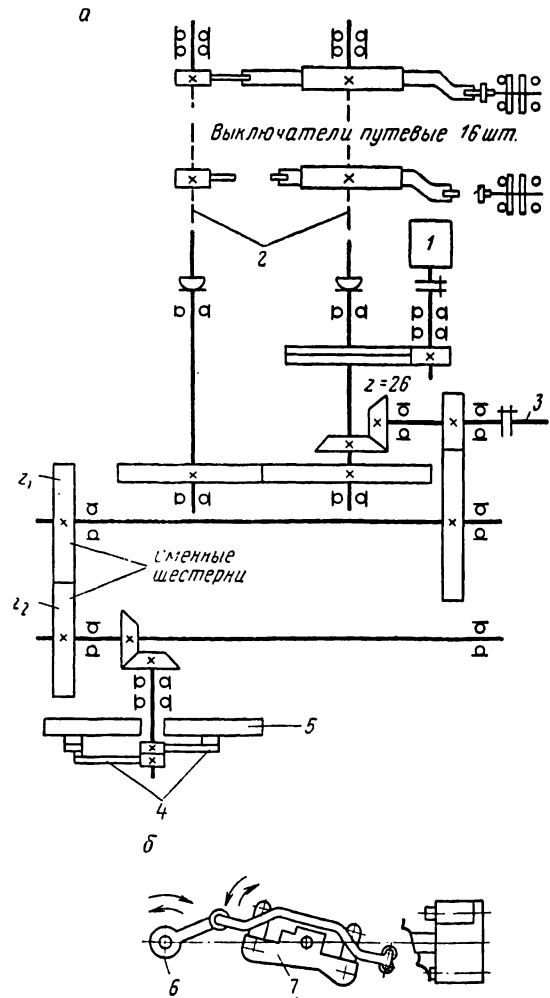


Рис. 4.101. Кинематическая схема аппарата ППК (а) и схема работы путевых выключателей (б)

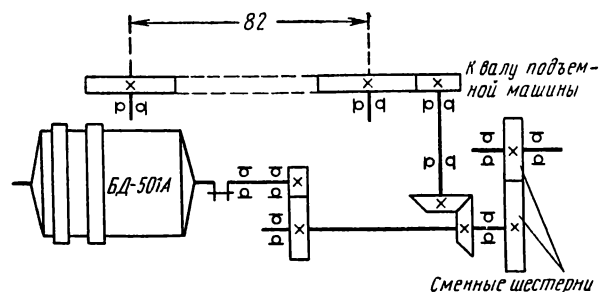


Рис. 4.102. Кинематическая схема аппарата АУЛ

станционного управления подземными подъемными установками АДУ.

Аппарат АУЛ обеспечивает выполнение следующих функций: выдачу путевых команд в отдельных точках пути движения подъемного сосуда; управление сельсинным указателем глубины УГС-6, установленным на пульте управления ППМ.

Конструктивно аппарат АУЛ представляет собой сварной корпус, в который заключены приводной редуктор с сельсин-датчиком и набор путевых выключателей, принцип работы которых аналогичен принципу работы описанных выше выключателей аппарата АЗК.

В качестве сельсин-датчика указателя глубины применен сельсин БД-501А, заключенный во взрывобезопасный корпус. Путевые выключатели для включения в искробезопасные цепи.

Кинематическая схема аппарата АУЛ показана на рис. 4.102. Валы толкателей и кулачков блока путевых выключателей делают за цикл подъема не более 27 и 28 оборотов соответственно. С помощью сменных шестерен аппарат может быть настроен для широкого класса машин. Набор сменных шестерен обеспечивает настройку аппарата для числа оборотов входного вала за цикл от 16,8 до 217.

Аппарат типа «Горизонт» предназначен для программирования и защиты многоканатных подъемных машин.

Фрикционная передача движения подъемным канатам в многоканатных подъемных машинах обуславливает возможность смещения канатов относительно футеровки канатопроводящего шкива. Любое перемещение полезного груза по стволу вызывает упругое переползание канатов по футеровке, величина которого определяется упругим удлинением каната при нижнем положении груженого сосуда в стволе, а знак — направлением перемещения груза. Резкие изменения скорости, особенно при предохранительном торможении, зачастую приводят к зна-

чительным проскальзываниям канатов. Смещение подъемных канатов относительно канатопроводящего шкива, а также износ футеровки являются причиной погрешностей, возникающих в аппаратах программирования АКХ и АЗК, получающих информацию о движении подъемного сосуда путем кинематической связи с главным валом машины.

Как показали эксперименты, величина погрешности может составлять 2—2,5 м за цикл при нормальной работе, а в случае предохранительного торможения на максимальной скорости достигать иногда 12 м.

Имеющиеся в аппаратах АКХ и АЗК корректоры производят согласование положения узлов аппаратов с действительным положением сосудов в стволе только в паузах между циклами, исключая тем самым накопление погрешности от цикла к циклу, а в момент подхода к приемной площадке погрешность той или иной величины всегда имеет место. Это обстоятельство заставляет искусственно удлинять путь дотягивания на ползучей скорости, что приводит, как показывает практика эксплуатации, к снижению производительности установки на 10—14%.

В новых аппаратах «Горизонт» кинематическое соединение с главным валом машины заменено непосредственной связью с подъемными канатами путем нанесения на один из них магнитных меток. Принцип действия аппарата «Горизонт» состоит в считывании электрических импульсов от магнитных меток, нанесенных на канат, и преобразовании получаемой таким образом дискретной путевой информации в поворот входного вала электромеханического устройства программирования и защиты.

При применении аппарата «Горизонт» полностью исключаются погрешности, обусловленные проскальзыванием и упругим переползанием канатов, а также износ футеровки канатопроводящего шкива. Это позволяет повысить производительность установки и безопасность ее эксплуатации. Дополнительным преимуществом является наличие только электрической связи машины с аппаратом, что позволяет располагать его в любом месте копра. Последнее обстоятельство часто является решающим при компоновке нескольких машин на одном перекрытии.

Аппарат «Горизонт» обеспечивает выполнение тех же функций, что и аппарат АЗК. Кроме того, обеспечивается защита машины при проскальзывании канатопроводящего шкива в случае остановки по каким-либо причинам подъемных канатов.

Техническая характеристика аппарата «Горизонт»

Расчетные глубины, обеспечиваемые комплектом сменных шестерен, м	400—1600
Геометрические параметры магнитной записи на канате, мм:	
шаг магнитных меток	400
длина магнитной метки	200
Расстояние между магниточувствительными элементами, мм	500
Скорость каната при записи магнитных меток, м/с	0,5 ÷ 1
Скорость каната при стирании магнитных меток, м/с	1 ÷ 1,5
Данные шагового электродвигателя привода аппарата:	
число фаз (обмоток)	4
величина шага, градус	2,65
номинальный момент нагрузки, кгс·м	0,5
номинальный ток фазы, А	0,5
приемистость при номинальном моменте, Гц	150
Величина кванта путевой информации (путь подъемного сосуда, соответствующий одному шагу двигателя), м	0,1
Число путевых выключателей	25
Число оборотов за подъем сельсин-датчика указателя глубины, не более	98,5
Полная масса комплекта аппаратуры, кг	800

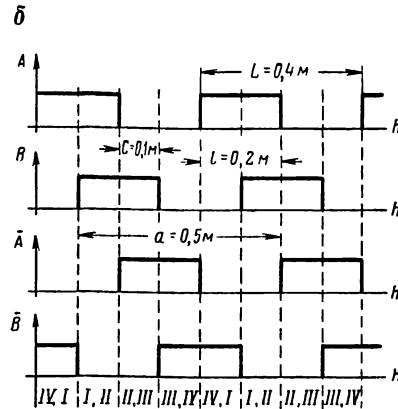
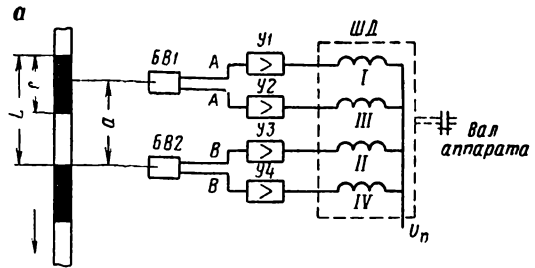


Рис. 4.103. Система «магнитная запись—шаговый двигатель» (МЗ—ШД):
а — принципиальная схема; б — диаграмма напряжений

Связь аппарата «Горизонт» с машиной осуществляется с помощью системы «магнитная запись — шаговый двигатель» (МЗ-ШД). Структурная схема системы МЗ—ШД изображена на рис. 4.103, а. Система МЗ—ШД состоит из равномерной магнитной записи на одном из канатов, двух блоков воспроизведения с магнитомодуляционными датчиками (БВ1 и БВ2), четырех усилителей мощности (У1, У2, У3, У4), работающих в ключевом режиме и четырехобмоточного реактивного шагового двигателя (ШД). Магнитные метки длиной $l = 0,2$ м нанесены на всей рабочей длине каната с постоянным шагом $L = 0,4$ м. Блоки воспроизведения установлены вдоль каната таким образом, что их выходные импульсы сдвинуты относительно друг друга на 90 эл. градус. Этот сдвиг обеспечивается при геометрическом расстоянии между осями датчиков, равном

$$a = kL \pm \frac{l}{2},$$

где k — любое целое число.

В данном случае принято $a = 0,5$ м ($k = 1$). При возбуждении магнитомодуляционного датчика магнитной меткой на выходе соответствующего блока воспроизведения имеется

электрический потенциал (A или B). Кроме прямых выходов, блоки воспроизведения БВ1 и БВ2 имеют инверсные выходы, на которых появляется электрический потенциал, когда около соответствующего датчика магнитная метка отсутствует (\bar{A} и \bar{B}). Сигналы A, B, \bar{A}, \bar{B} через усилители мощности $У1, У2, У3, У4$ питают обмотки ШД. При движении каната в направлении, показанном стрелкой, происходит последовательная смена комбинаций — включения пар обмоток двигателя по четырехтактной системе (см. рис. 103, б) в следующем порядке: I, II—II, III—III, IV—IV, I—I, II—II и т. д.

Каждая смена комбинаций включения обмоток вызывает поворот ротора шагового двигателя на дискретный угол, называемый шагом. Из рис. 103, б видно, что смена комбинаций происходит при каждом перемещении каната на 0,1 м. Следовательно, квант получаемой таким образом информации (цена одного шага ШД) составляет $C = 0,1$ м. Если канат будет двигаться в направлении против стрелки, то порядок смены комбинаций изменится и будет иметь вид: I, IV—IV, III—III, II—II, I—I, IV—IV и т. д. При этом шаговый двигатель будет поворачиваться в противоположном направлении. Шаговый двигатель используется

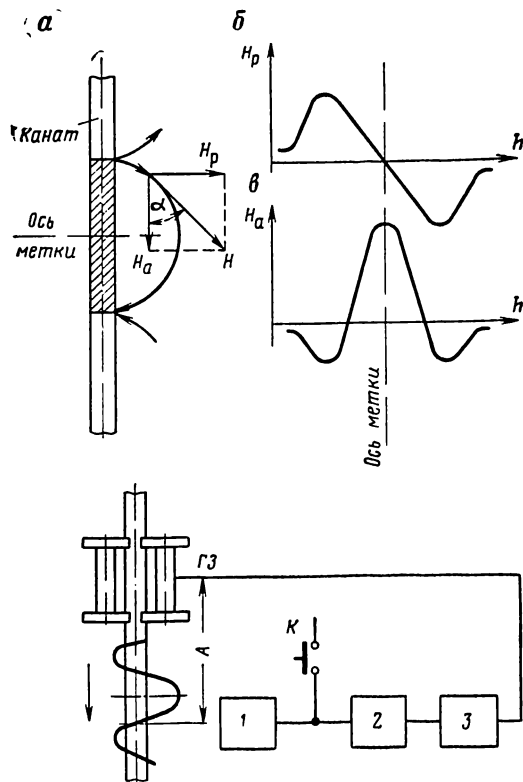


Рис. 4.104. Магнитная метка на стальном канате:

a — магнитное поле метки; *b* — диаграмма изменения радиальной составляющей; *в* — диаграмма изменения аксиальной составляющей; *г* — схема записи метки

в качестве привода для механического устройства, снабженного набором путевых выключателей, сельсином-датчиком указателя глубины, сельсином-датчиком ограничителя скорости, программными дисками. Эти узлы по конструкции подобны соответствующим узлам аппарата АЗК. Применение системы МЗ—ШД взамен связи с валом машины обеспечивает ввод информации непосредственно от движущегося подъемного каната, при этом исключаются погрешности, обусловленные фрикционной связью канатов и канатоведущего шкива.

Магнитная метка, представляющая собой сильное местное намагничивание каната, может наноситься путем поперечного или продольного намагничивания.

В аппарате «Горизонт» применяется более удобное в эксплуатации продольное намагничивание, при котором метка представляет собой магнит, расположенный вдоль каната (рис. 4.104, *a*). Вектор магнитного поля в каждой точке пространства может быть нанесен на радиальную

$$\vec{H}_p = \vec{H} \sin \alpha$$

и аксиальную составляющие

$$\vec{H}_a = \vec{H} \cos \alpha,$$

где \vec{H} — вектор напряженности магнитного поля метки.

Кривые изменения составляющих вектора напряженности показаны на рис. 4.104, *b*, *в*. В аппарате «Горизонт» используются датчики, чувствительные к аксиальной составляющей поля, диаграмма изменения которой имеет положительный основной лепесток (в районе оси метки) и два побочных лепестка противоположного знака. При близком расположении магнитных меток побочный лепесток последующей метки может вызывать размагничивание основного лепестка предыдущей метки. Чтобы избежать этого явления в аппарате «Горизонт» геометрия магнитной записи принята такой, чтобы побочные лепестки соседних меток совпадали. При этом диаграмма изменения аксиальной составляющей вдоль всего каната имеет вид, близкий к синусоиде. Положительные полу-волны синусоиды воспринимаются датчиками как метки (появляется сигнал на прямых выходах блоков воспроизведения A и B), а отрицательные — как отсутствие метки (появление сигнала на выходах \bar{A} и \bar{B}).

Автоматическое нанесение магнитных меток на канат производится с помощью специальной системы, схема которой показана на рис. 4.104, *г*. На канат устанавливается головка записи ГЗ, представляющая собой двойной электромагнит с сердечником из мягкой стали, на расстоянии A от оси одного из рабочих магнитно-модуляционных датчиков 1. Сигнал с последнего через транзисторное реле времени 2 и усилитель мощности 3 подается в обмотки ГЗ. Первая метка наносится вручную с помощью кнопки K , затем машина включается на скорость 0,5—1 м/с, и канат движется в направлении от головки записи к датчику. При прохождении ранее нанесенной метки мимо датчика 1 в головке ГЗ появляется записывающий импульс длительностью примерно 0,02 с, определяемой реле 2.

Таким образом, каждая последующая метка наносится путем воздействия предыдущей метки. Расстояние между метками определяется расстоянием A , которое выражается следующим соотношением:

$$A = L + \frac{l}{2}.$$

Эксперименты и длительная эксплуатация аппаратов «Горизонт» показали, что в первый период после записи величина напряженности магнитного поля меток резко падает из-за динамических нагрузок в канате. Затем проис-

ходит стабилизация напряженности на уровне 25—35% от первоначальной величины. Это значение напряженности остается постоянным в течение всего срока службы каната. Первоначальная величина аксиальной составляющей (максимальное значение) — порядка 5—8 А/см. После 3000—4000 циклов подъема эта величина стабилизируется на уровне 1,2—1,8 А/см. Чувствительность магнитомодуляционных датчиков составляет 0,1 А/см.

Стирание магнитных меток в случае необходимости производится сильным переменным магнитным полем промышленной частоты, создаваемым стирающей катушкой, которая представляет собой несколько витков сварочного кабеля сечением 35 мм², намотанных вокруг каната. Катушка питается от специального трансформатора с низковольтной обмоткой током около 300 А. Размагничивание каната происходит путем перегона подъемных сосудов на скорости 1—2 м/с из одного крайнего положения в другое.

Конструктивно аппарат «Горизонт» состоит из следующих узлов:

- шкафа типа ШЭВ, в котором имеются набор путевых выключателей, сельсин-датчик указателя глубины, сельсин-датчики ограничителя скорости, приводимые во вращение шаговым двигателем;

- шкафа ПУГ, представляющего собой программное устройство для задания скорости подъема;

- шкафа НЗВ, в котором установлены элементы блоков воспроизведения и системы записи меток; стойки СМД с магнитомодуляционными датчиками и головкой записи. Стойка СМД устанавливается у каната;

- ограничителя скорости ЭОС-2;
- реле контроля вращения РКВ;
- устройства защиты от проскальзывания и контроля работы шагового двигателя КВП;
- устройства стирания магнитных меток.

Длительная эксплуатация ряда аппаратов «Горизонт» на подъемных установках показала их высокую эффективность и надежность.

Огромные успехи в создании электронной вычислительной техники, широкое распространение цифровых методов управления для многих видов промышленного оборудования, а также возросшие требования практики в части точности управления подъемными машинами и расширения области их автоматизации явились причиной появления в последние годы в нашей стране и за рубежом серьезных работ по созданию аппаратуры управления и защиты шахтных подъемных машин на базе бесконтактных цифровых и логических элементов.

Имеется положительный опыт длительной эксплуатации экспериментальных образцов такой аппаратуры в нашей стране. В течение нескольких лет на скиповом подъеме ш/у им. А. М. Горького производственного объединения «Донецкуголь» успешно эксплуатируется аппарат управления и защиты «Скип» на логических элементах серии «Логика-Т». В Кривбассе одна из подъемных машин управляется с помощью дискретной цифровой системы.

Институт горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова совместно с Автоматуглерудпромом завода «Красный металл» ведет научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию комплекса унифицированных аппаратов программирования, контроля хода и защиты шахтных подъемных машин на базе применения средств и методов вычислительной техники.

Назначение нового комплекса состоит в формировании и обработке дискретной путевой информации для выдачи в систему управления команд, необходимых для автоматической работы подъемной установки и защиты установки в случае возникновения аварийных ситуаций.

Дискретные путевые импульсы генерируются магнитными метками на канате для многоканатных подъемных машин или преобразователем «угол поворота — импульс», связанным с главным валом барабанной подъемной машины.

Принцип действия состоит в подсчете поступающих путевых импульсов, формировании с помощью счетных схем дискретной информации и положении подъемных сосудов в стволе и выработке соответствующими логическими схемами необходимых команд управления.

Конструктивно новый комплекс аппаратов состоит из набора унифицированных функциональных бесконтактных блоков. Путем комбинации этих блоков в различные наборы могут быть получены аппараты для различных типов машин и различных режимов управления. Комплекс обеспечит управление подъемными установками в любых режимах — от обычных автоматических скиповых машин до лифтового управления многогоризонтными подъемными установками с любым взаимным расположением горизонтов в стволе.

Пульты управления подъемных машин

Современные подъемные машины снабжаются пультами управления, на которых сосредоточены все необходимые аппараты для контроля эксплуатационных параметров агрегатов подъемной установки, скорости, местонахождения подъемных сосудов, а также аппараты, пред-

назначенные для воздействия на электропривод и тормозное устройство машины в режиме ручного управления. В настоящее время серийно изготавливается несколько типов пультов, предназначенных для различных условий эксплуатации.

Унифицированный пульт шахтного подъема ПШП предназначен для местного и дистанционного управления работой подъемных установок, оборудованных как многоканатными, так и одно- и двухбарабанными подъемными машинами с электроприводом постоянного и переменного тока. Пульт может нормально работать в помещениях при температуре 5—40° С, относительной влажности не более 80% и высоте над уровнем моря до 2000 м. Пульт имеет защищенное исполнение. Выполняемые функции:

управление разгоном и замедлением привода подъемной установки с помощью командоаппарата;

управление приводом тормоза дистанционное с помощью командоаппарата;

визуальный контроль положения подъемного сосуда с помощью сельсинного указателя глубины;

визуальный контроль за скоростью подъема и фиксация действительных тахограмм на диаграммной бумаге;

сигнализация о наличии напряжения в цепях главного и оперативного тока посредством сигнальных ламп;

контроль электрической нагрузки подъемного двигателя в разных режимах;

фиксация кодовых сигналов управления;

управление вспомогательными приводами;

сигнализация о давлении воздуха или масла в тормозной системе;

сигнализация о состоянии основных узлов и агрегатов подъемных установок (загрузочное устройство, приемный бункер, посадочные кулаки, качающиеся площадки и так далее) с помощью световых табло;

аварийное отключение подъемной машины кнопкой.

Габаритные размеры пульта: длина 2000 мм, ширина 1000 мм, высота по максимальному размеру 1200 мм. Его масса 450 кг.

Пульт ПШП имеет только электрическую связь с подъемной машиной и может устанавливаться как в машинном зале, так и на приемной площадке. Для машин с дистанционным управлением обычно устанавливаются два пульта (местного и дистанционного управления) с взаимной блокировкой. В зависимости от типа привода (постоянный или переменный ток) и технологических особенностей подъема панели пульта ПШП комплектуются различ-

ными наборами приборов и аппаратов. Всего предусмотрено двенадцать вариантов комплектации пульта. Кроме этого, имеются подварианты в зависимости от шкал измерительных приборов. Основные варианты компоновки пульта предусмотрены для следующих видов подъема:

грузового с приводом машины переменным током;

клетевого при управлении с приемной площадки (дистанционное) с приводом подъемной машины переменным током;

клетевого при управлении из машинного зала (местное) с приводом машины переменным током;

грузового с приводом машины постоянным током;

клетевого подъема при управлении с приемной площадки (дистанционное) с приводом машины постоянным током;

клетевого подъема при управлении из машинного помещения (местное) с приводом машины постоянным током.

Конструкция пульта ПШП одинакова для всех вариантов. В центральной части пульта расположены два сельсинных указателя глубины типа УГС-4. В правой и левой вертикальных тумбах расположены измерительные приборы, регистрирующий таховольтметр, счетчик кодовых сигналов, счетчик циклов подъема, часы, манометры для контроля тормозной системы, универсальные переключатели. В правой и левой горизонтальных тумбах расположены рукоятки управления машиной и кнопочные пульта. Под ногами машиниста расположены pedalные кнопочные посты аварийной остановки и включения динамического торможения.

Левая рукоятка предназначена для управления тормозом подъемной машины с помощью электропневматического регулятора давления. Рукоятка воздействует на бесконтактный командоаппарат, выполненный на базе сельсина БД-501А, работающего в режиме потенциал-регулятора.

Правая рукоятка предназначена для управления приводом подъемной машины. В случае электропривода постоянным током правая рукоятка представляет собой бесконтактный командоаппарат на базе сельсина БД501-А. Командоаппарат кроме сельсина имеет один контакт нейтрального положения и два контакта реверса.

В случае электропривода переменным током правая рукоятка пульта воздействует на командоконтроллер КК-8418 или КП-1400.

Особенностью пультов ПШП, предназначенных для дистанционного управления, является

применение манометров с телеметрической передачей показаний. В этом случае на тормозной системе машины устанавливаются манометрические датчики, связанные кабелем с показывающими приборами, установленными на пульте.

Пульт управления ППМ-3 предназначен для управления подъемными машинами или лебедками, установленными на шахтах, опасных по взрыву газа или пыли. Пульт входит в комплект аппаратуры дистанционного управления подъемными установками АДУ-1. Выполняемые пультом функции:

- управление асинхронным приводом машины, оборудованным жидкостным роторным реостатом ВЖР-250 и ВЖР-350;
- управление тормозом машины;
- визуальный контроль за положением подъемных сосудов на пути подъема;
- визуальный контроль за работой машины с помощью измерительных приборов;
- управление вспомогательными приводами машины и включение аварийного торможения.

Техническая характеристика пульта ППМ-3

Исполнение:

сельсинного указателя глубины УГС-6	РВ
тормозного командоаппарата ТКВ кабельного ящика	РВ
	Для искробезопасных цепей с коэффициентом 2,5

Питающее напряжение, В:

сельсинного указателя глубины УГС-6	110
тормозного командоаппарата ТКВ кабельного ящика	60
	Только для внешних искробезопасных цепей

Основные размеры, мм:

длина	1420
ширина	825
высота	980

Масса, кг 270

В центре пульта ППМ-3 установлен сельсинный указатель глубины УГС-6, справа и слева от которого расположены контрольно-измерительная аппаратура и устройства аппаратуры управления. На правой тумбе находится панель управления приводом, на которой может быть установлен взрывозащищенный командоаппарат для дистанционного управления жидкостным реостатом или же одноступенчатый редуктор для связи рукоятки управления не-

посредственно с жидкостным реостатом, размещаемым рядом с пультом. Для реверса двигателя используется специальный универсальный переключатель, на валу которого установлено блокирующее устройство, позволяющее реверсировать только при нулевом положении рукоятки управления приводом.

При применении металлического роторного реостата на панели устанавливается командоконтроллер КК-8416.

На панели управления тормозом (левая рукоятка) установлен тормозной сельсинный командоаппарат ТКВ. Обмотка возбуждения сельсина питается стабилизированным напряжением ~60 В от блока БУРВ. Левая рукоятка может иметь исполнение с выходной тягой для воздействия непосредственно на трехходовой кран тормозных систем машин типа БМ. Для использования на указанных машинах предусматривается поставка пульта ППМ-3 без сельсинного указателя глубины.

Пульт ПММ-1 предназначен для управления малыми одно- и двухбарабанными подъемными машинами типа БМ и 2БМ. Он обеспечивает выполнение следующих функций:

- управление асинхронным электроприводом машины посредством командоконтроллера;
- управление приводом рабочего тормоза;
- визуальный контроль за скоростью машины и запись тахограмм;
- визуальный контроль электрической части машины с помощью электроизмерительных приборов и сигнальных ламп;
- управление вспомогательными приводами и включение аварийного торможения;
- контроль давления масла в гидросистеме тормоза.

Конструктивно пульт ПММ-1 представляет собой металлический сварной корпус, на передней панели которого размещены измерительные приборы и элементы управления.

Правая рукоятка воздействует на кулачковый командоконтроллер управления роторным реостатом КУ-8418 или КП-1400.

Левая рукоятка (управление тормозом) выполняется с тягой для непосредственного воздействия на трехходовый кран гидросистемы тормоза или может иметь бесконтактный сельсинный командоаппарат для воздействия на обмотку электрогидравлического регулятора давления. На нижней панели под ногой машиниста расположены pedalные кнопки включения аварийного и динамического торможения.

Пульт ПММ-1 не имеет указателя глубины, так как рассчитан на работу с подъемными машинами старых типов, имеющими колонковый указатель глубины.

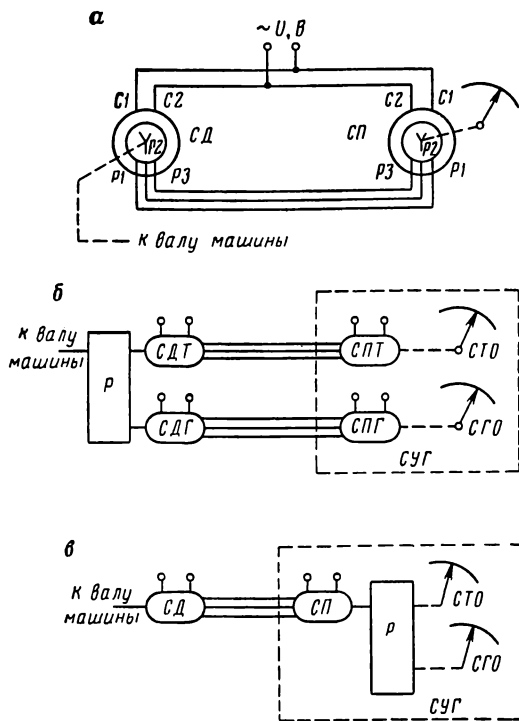


Рис. 4.105. Схемы сельсинных указателей глубины

Сельсинные указатели глубины

Указатель глубины является единственным источником информации о положении подъемных сосудов в стволе при ручном управлении подъемной установкой. От точности и надежности указателя глубины зависят безопасность и производительность работы всей установки. Машины устаревших конструкций оборудовались механическими колонковыми указателями глубины.

Колонковые указатели глубины дают только приближенное представление о положении подъемных сосудов в стволе. Повсеместно колонковый указатель глубины служит только в качестве грубого индикатора. Точная остановка машины на рабочих площадках производится по меткам на ободу барабана или на канате (для машин со шкивом Кеппе), а в промежуточных положениях — по сигналам из ствола.

В связи с необходимостью обеспечить дистанционное управление подъемными машинами появились электромеханические сельсинные указатели глубины, которые полностью вытеснили колонковые указатели на всех новых подъемных установках. Сельсинный указатель глубины обеспечивает не только высокую точность информации и удобство ее представления, но

может быть установлен вне машинного зала, например непосредственно на приемной площадке.

Новый указатель глубины основан на использовании синхронной электрической передачи вращения на бесконтактных сельсинах (рис. 4.105, а), нашедшей широкое применение во многих отраслях промышленности.

Сельсинный указатель глубины принципиально может выполняться по двух- или одноканальной схеме. При двухканальной схеме (рис. 4.105, б) используются две отдельные системы передачи угла для стрелок грубого и точного отсчета (СТО и СГО). В этом случае сельсин-датчик точного отсчета СДТ соединен с валом машины и делает большое число оборотов за цикл подъема, а сельсин-датчик грубого отсчета СДГ соединен с машиной через понижающий редуктор Р и поворачивается за цикл подъема на угол не более 180°. В указателе глубины СУГ имеется два сельсин-приемника точного и грубого отсчета СТО и СГО.

Одноканальная система (рис. 4.105, в) предполагает наличие только одного сельсин-датчика СД, делающего большое число оборотов за цикл подъема (100—120), и одного сельсин-приемника СП, расположенного в указателе глубины СУГ. Стрелка точного отсчета укреплена непосредственно на валу сельсин-приемника, а стрелка грубого отсчета приводится во вращение через замедляющий редуктор Р, расположенный в указателе глубины.

Достоинствами двухканальной схемы являются: способность к самосинхронизации при снятии и последующем включении напряжения питания, меньший вес указателя глубины из-за отсутствия в нем редуктора.

Однако двухканальные указатели глубины распространения не получили, так как, обладая одинаковой с одноканальной схемой погрешностью показаний шкалы точного отсчета, они дают малую точность шкалы грубого отсчета.

Все выпускаемые промышленностью сельсинные указатели глубины выполняются по одноканальной схеме.

Сельсинный указатель глубины УГС-4 предназначен для визуального контроля положения подъемного сосуда в стволе. Указатель устанавливается на пульте управления машиной ПШП. Он работает в комплекте с аппаратом АЗК или «Горизонт». Масштабы точной и грубой шкал указателя определяются сменными шестернями передачи к сельсин-датчику, установленному в этих аппаратах. В качестве привода указателя глубины УГС-4 (рис. 4.106) используется сельсин-приемник БС-501А.

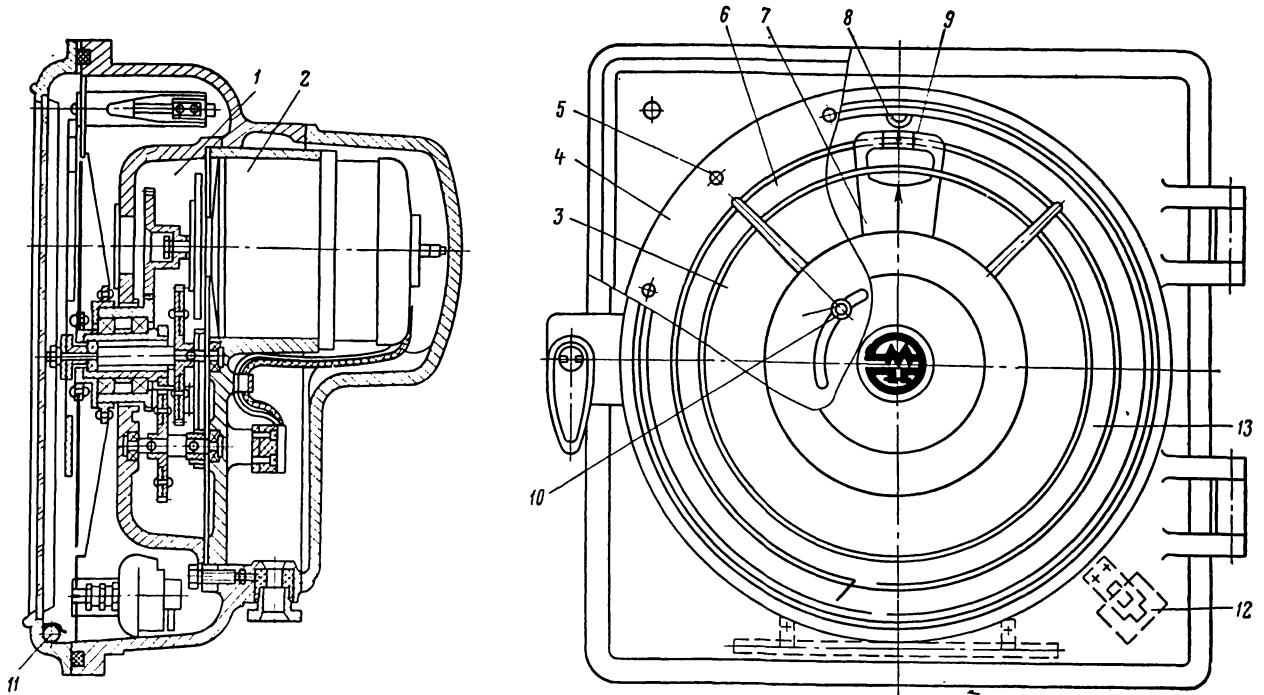


Рис. 4.106. Указатель глубины УГС-4

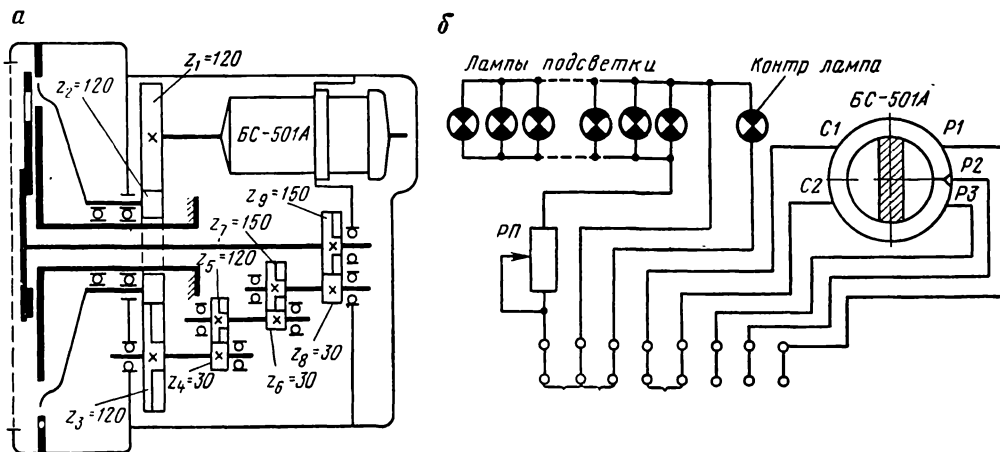


Рис. 4.107. Кинематическая (а) и электрическая (б) схемы указателя глубины УГС-4

Электрический сигнал от сельсин-датчика, механически связанного с валом подъемной машины через аппарат задания и контроля хода, передается на сельсин-приемник 2 указателя глубины. Сельсин-приемник передает вращение на стрелку (кольцо) точного отсчета 13 через пару шестерен с передаточным отношением, равным единице, позволяющим делать то же число оборотов, что и сельсин-датчик.

В свою очередь визир 7 (стрелка грубого отсчета) получает вращение от того же сельсин-приемника через четырехступенчатый редук-

тор 1 с передаточным отношением, равным 100, т. е. при одном обороте кольца 11 визир повернется на $3,6^\circ$. Этот угол ограничивается имеющимися дополнительными метками 9 на визире, которые служат для визуальной фиксации начала последнего оборота кольца (стрелки точного отсчета). Со стрелкой грубого отсчета связаны дополнительные стрелки 5, которые позволяют визуально наблюдать точку перехода на замедление подъемной машины. При наладке подъема стрелки устанавливаются в необходимое положение по пути подъемного со-

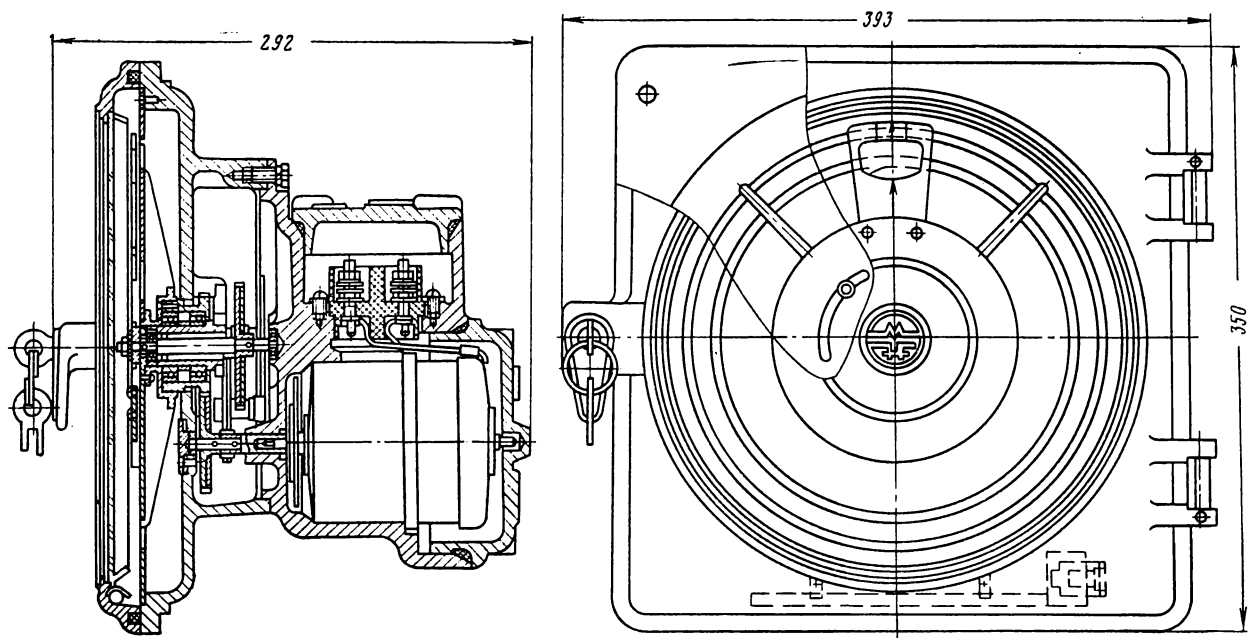


Рис. 4.108. Указатель глубины УГС-6

суда, после чего фиксируются винтами 10. В конструкции указателя глубины имеется контрольная лампа 8, сигнализирующая о последнем обороте стрелки точного отсчета. Сигнал на лампу поступает или от путевого аппарата, контролирующего ход подъемной машины, или от датчика, расположенного в стволе. Необходимые отметки горизонтов и приемных площадок наносятся при наладке карандашом 11 на шкалах 3 и 4, а при необходимости коррективы меток удаляются резинкой 12.

Кинематическая схема сельсинного указателя глубины УГС-4 показана на рис. 4.107, а, электрическая схема — на рис. 4.107, б.

Кроме контрольной лампы по окружности шкалы указателя установлен ряд ламп подсветки. Резистор *РП* служит для установки наиболее удобной машинисту интенсивности подсветки.

Сельсинный указатель глубины взрывозащищенного исполнения УГС-6 предназначен для визуального контроля положения подъемных сосудов на подъемных установках, работающих в шахтах, опасных по взрыву газа или пыли. Указатель глубины устанавливается на пульте управления ППМ-3 и работает в комплекте с аппаратом управления лебедками АУЛ. Масштаб шкал указателя глубины УГС-6 определяется сменными шестернями передачи к сельсин-датчику аппарата АУЛ.

Указатель глубины УГС-6 (рис. 4.108) конструктивно подобен указателю глубины УГС-4. Отличие состоит в том, что сельсин-приемник БС-501А указателя глубины УГС-6 заключен во взрывозащищенную оболочку и имеет вводную кабельную коробку, соответствующую этому виду исполнения.

Бесконтактные концевые выключатели

Концевые выключатели применяются на шахтных подъемных установках для получения электрических сигналов о прохождении подъемным сосудом определенных фиксированных точек ствола. В большинстве случаев такие сигналы необходимо получать в точках стопорения подъемных сосудов и в точках переподъема.

В соответствии с условиями шахтных стволов к конструкции концевых выключателей предъявляются повышенные требования в отношении климатической устойчивости. Выключатели должны быть герметичными, хорошо противостоять агрессивной шахтной воде, нормально работать в широком диапазоне перепадов температур окружающей среды. Кроме того, концевые выключатели должны быть быстродействующими, иметь высокую надежность и обладать свойством самоконтроля.

В последние годы широкое применение на подъемных установках получили бесконтактные

концевые выключатели, удовлетворяющие перечисленным требованиям. Из нескольких существующих систем таких выключателей наиболее распространены в настоящее время выключатели типов ВМ, которые хорошо зарекомендовали себя на практике. На подъемных установках применяются бесконтактные выключатели ВМ-62, ВМ-63, ВМ-4-65 и ВМ-64В. Работа этих выключателей построена на одном принципе, они имеют сходные схемные решения и различаются только конструктивным исполнением. Технические данные выключателей приведены в табл. 4.37.

Принцип работы выключателей типов ВМ основан на изменении электрических параметров датчика, установленного в стволе при воздействии на него поля постоянного магнита, укрепленного на подъемном сосуде.

В комплект бесконтактного магнитного выключателя входят: магнит МВМ, укрепляемый на подъемном сосуде, датчик ДВМ и станция СВМ.

Датчик ДВМ представляет собой трансформатор с сердечником в виде О-образной пластины из пермаллоя. На сердечнике имеются первичная и вторичная обмотки. При воздействии на датчик внешнего магнитного поля, создает

магнитом МВМ, сердечник намагничивается и его магнитная проницаемость резко уменьшается. Это приводит к исчезновению напряжения на вторичной обмотке датчика. Датчик заключен в корпус, выполненный из ударопрочной пластмассы, и герметизирован эпоксидной смолой.

Станция СВМ представляет собой транзисторный усилитель переменного тока, на выходе которого включено электромагнитное реле. Принципиальная схема магнитного выключателя типа ВМ-62 (ВМ-63) показана на рис. 4.109.

При подаче питания на станцию СВМ (клеммы 1, 2) первичная обмотка датчика ДВМ (клеммы К11, К12) также получает питание. При отсутствии вблизи датчика подъемного сосуда, на вторичной обмотке датчика (клеммы К13, К14) появляется напряжение, которое через входной трансформатор Тр3 поступает на базу транзистора Т и усиливается. В коллекторную цепь этого транзистора включен выходной трансформатор Тр2, питающий через выпрямительный мост ВГ-2 промежуточное реле Р1, которое остается в возбужденном состоянии до тех пор, пока на датчик ДВМ не воздействует магнитное поле. При подходе подъемного сосуда, несущего магнит МВМ, к датчику

Таблица 4.37

Параметры	Выключатель			
	ВМ-62	ВМ-63	ВМ-4-65	ВМ-64В
Исполнение:				
станции СВМ	Защищенное	РН	РН	РВИ-2,5
датчика ДВМ	РНИ-1,1	РНИ-1,1	РИ-2,5	РИ-2,5
магнита МВМ	Герметичное	Герметичное	Герметичное	Герметичное
Длина соединительного кабеля ДВМ-СВМ, м	1200	1200	1200	1200
Напряжение питания переменным током, В	380 (220, 127)	380 (220, 127)	380 (220, 127)	127
Потребляемая мощность, Вт, не более	15	15	160	15
Расстояние срабатывания, мм	200—215	200—215	200—240	200—240
Рабочий зазор МВМ-ДВМ, мм, не более	140	140	150	150
Время срабатывания, с	0,05—0,08	0,05—0,08	0,04—0,08	0,04—0,08
Основные размеры, мм:				
ДВМ	155×124×65	155×125×65	128×122×65	128×122×65
МВМ	218×48×65	218×48×65	218×48×65	218×48×65
СВМ	240×205×123	345×285×135	490×444×180	705×400×565
Масса, кг:				
ДВМ	1,5	1,5	1,0	1,0
МВМ	1,4	1,4	1,4	1,4
СВМ	4,3	9,3	25,0	85,0

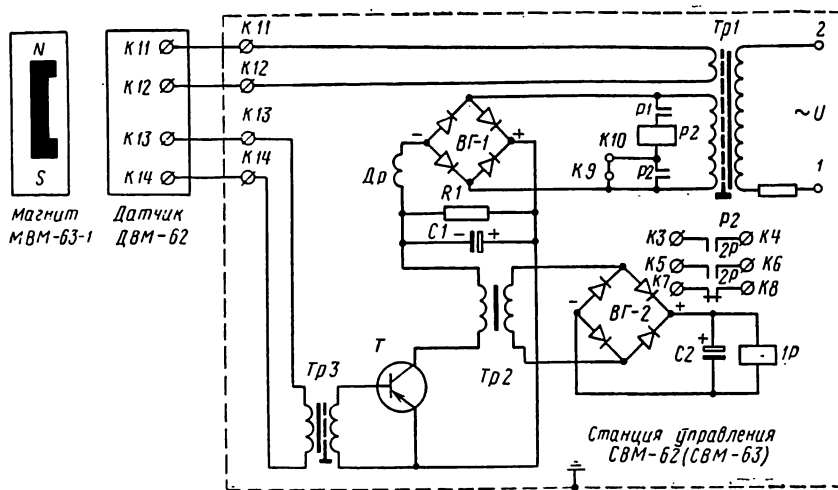


Рис. 4.109. Принципиальная схема магнитного выключателя ВМ-62 (ВМ-63)

напряжение на его клеммах $K13$ и $K14$ исчезает, в результате чего реле IP отключается и своим размыкающим контактом разрывает цепь катушки выходного реле $P2$, контакты которого введены в электрическую схему машины. Катушка реле $P2$ включена через свой размыкающий контакт, который может быть зашунтирован перемычкой $K9$, $K10$. Если перемычка $K9$, $K10$ установлена, то катушка реле $P2$ остается отключенной только в период нахождения подъемного сосуда в зоне чувствительности датчика. После ухода подъемного сосуда реле $P2$ снова включается.

Если перемычка $K9$, $K10$ отсутствует, то реле $P2$ после воздействия на датчик остается отключенным и при отсутствии подъемного сосуда вблизи датчика. Включение реле $P2$ при этом может быть произведено кратковременным замыканием клемм $K9$, $K10$. Перемычка $K9$, $K10$ не ставится при использовании магнитного выключателя в качестве переподъемного, а восстановление цепи реле $P2$ производится одним из контактов обходного переключателя переподъема, соединяемого с этими клеммами. Такое включение препятствует самопроизвольному восстановлению цепи защиты в области переподъема.

Коллекторная цепь транзистора T питается от выпрямителя, состоящего из диодного моста ВГ-1 и фильтра (Dr , $R1$, $C1$). Схема обладает свойством самоконтроля всех входящих в него цепей. Действительно, исчезновение питания, обрыв любой цепи, пробой или обрыв транзистора и другие неисправности приводят к исчезновению напряжения на вторичной обмотке трансформатора $Tr2$ и отключению реле IP .

Принципиальные схемы выключателей ВМ-4-65 и ВМ-64В незначительно отличаются от описанной. Магнитные выключатели раз-

личаются исполнением станции СВМ. Станции выключателей ВМ-62 защищенного исполнения и ВМ-63 рудничного нормального исполнения предназначены для установки в здании подъемной машины. Станция выключателя ВМ-4-65 содержит четыре отдельных блока БВМ, работающие каждый от своего датчика ДВМ. Выключатель удобно применять на двухсосудных подъемных установках, так как одновременно обеспечивается получение команд на стопорение и сигналов переподъема для обоих сосудов.

Станция выключателя ВМ-64В имеет взрывозащищенное исполнение и может монтироваться в подземных выработках, опасных по взрыву газа или пыли.

Датчики ДВМ этих выключателей имеют небольшие конструктивные отличия, но все они искробезопасны и могут устанавливаться в стволах, опасных по взрыву газа или пыли.

Ограничители скорости подъема

Существующие в настоящее время скорости подъема и параметры предохранительного торможения не обеспечивают остановку подъемных сосудов в пределах пути переподъема при подходе их к конечному выключателю крайнего положения с максимальной скоростью. Поэтому для обеспечения безопасной работы подъемные установки снабжаются ограничителями скорости, которые осуществляют контроль снижения скорости подъема на участке подхода к крайнему положению. Принцип работы ограничителей скорости состоит в том, что для каждой точки участка замедления задается предельно допустимое значение скорости, с которым сравнивается действительная скорость. Если последняя превышает допустимую, то

ограничитель скорости, воздействуя на предохранительный тормоз, останавливает машину. В соответствии с этим ограничитель скорости обычно содержит три основных узла: задания допустимой скорости в функции оставшегося пути, определения действительной скорости подъема и сравнения скоростей.

На отечественных подъемных установках, оборудованных подъемными машинами старых выпусков, получили распространение электро-механические ограничители скорости с применением аппаратов РОС-5914 (рис. 4.110, а). Задатчик допустимой скорости в этом аппарате состоит из ретардирующего диска, приводимого во вращение от вала подъемной машины, и реостата $1КА$, $2КА$, ползунок которого перемещается посредством кулачка на ретардирующем диске. Выходным сигналом задатчика является величина сопротивления реостата, которая в некотором масштабе представляет текущее значение допустимой скорости подъема. Источником сигнала действительной скорости является тахогенератор ($ТГ$), приводимый во вращение от подъемной машины. На напряжение тахогенератора последовательно включены упомянутый реостат и токовое реле превышения скорости $РПС$.

Если скорость становится выше заданной, ток в цепи становится больше тока срабатывания реле $РПС$, и последнее своим размыкающим контактом разрывает цепь защиты. В той же цепи включено реле контроля цепи $РКЦ$, которое срабатывает при скорости 1,5—2 м/с. Замыкающие контакты этого реле также введены в цепь защиты. Эти контакты шунтируются контактом другого реле скорости $РС$, который должен срабатывать при скорости выше порога срабатывания реле $РКЦ$. Достоинством описанного ограничителя скорости является его простота. Однако он обладает существенными недостатками.

Наиболее совершенной является схема (рис. 4.110, б), предусматривающая установку дополнительного тахогенератора. Последний приводится во вращение от колонкового указателя глубины, который питает вторую дублирующую цепь ограничителя скорости.

Высокая надежность работы достигается непрерывным взаимным контролем цепей ограничителя скорости с помощью двухмоточного реле $РКИ$. При неисправности любой из задублированных цепей, а также при нарушениях кинематических связей с одним из тахогенераторов или поломке одного из реостатов появляется разбаланс магнитных потоков реле $РКИ$, вызывающий его срабатывание и наложение предохранительного тормоза. Эта схема введ-

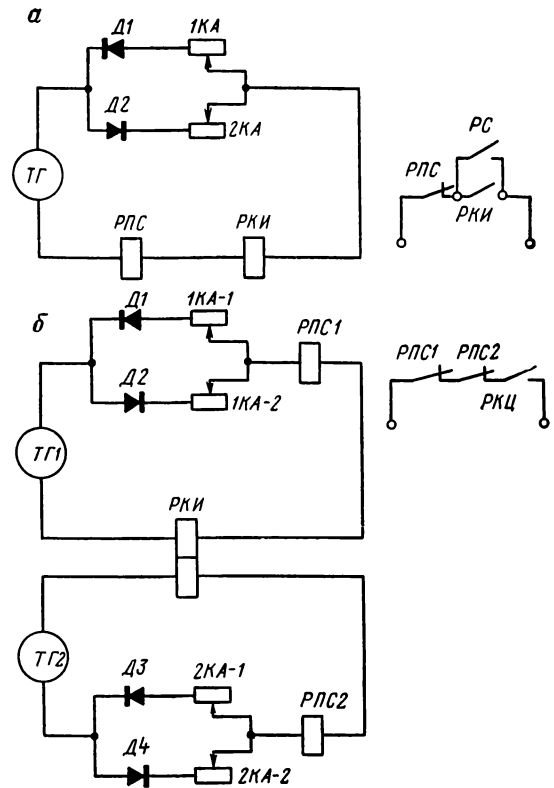


Рис. 4.110. Схемы ограничителей скорости с применением аппаратов РОС-5914:

а — обычная; б — повышенной надежности

руется в настоящее время на большинстве старых подъемных установок.

С переходом на глубокие горизонты стал ощущаться недостаточный масштаб ретардирующих дисков старых подъемных машин, делающих один неполный оборот в течение цикла подъема. Как выход из положения в аппарате АКХ был применен пятитиковый ретардирующий диск с движением ролика рычага РОС-5914 по спиральной канавке.

Описанные выше аппараты АЗК снабжаются электрическими ограничителями скорости ЭОС-2, структурная схема которого изображена на рис. 4.111, а. В аппарате АЗК расположены сельсин-датчики $СД1$ и $СД2$. Передачи к этим сельсином выбраны таким образом, что ротор каждого из них поворачивается на протяжении пути замедления на угол около 60° . Статоры сельсинов выставлены так, что сельсин $СД1$ в точке ствола А (см. рис. 4.111, б), а сельсин $СД2$ в точке ствола В выдает напряжение, соответствующее максимально допустимой скорости подъема. Сельсин-датчик $СД1$ предназначен для программирования допусти-

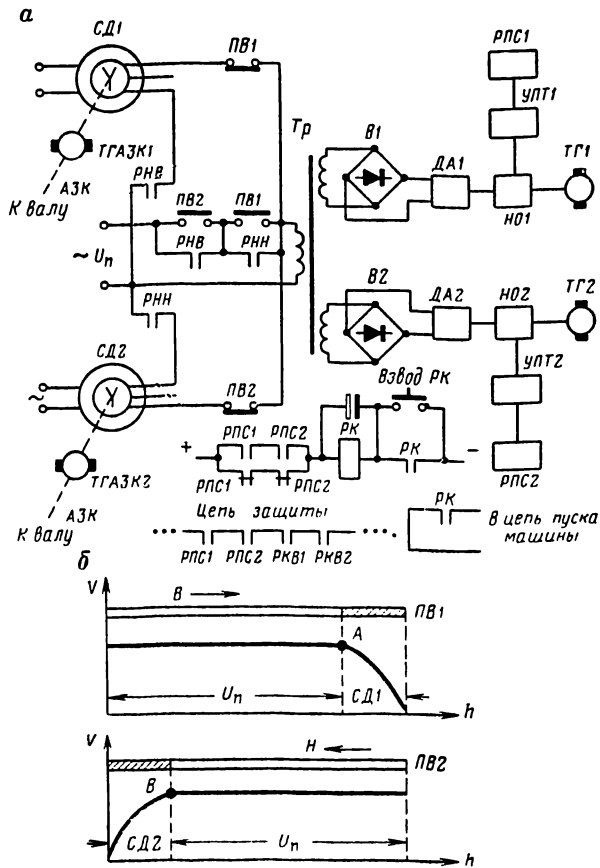


Рис. 4.111. Ограничитель скорости ЭОС-2: а — структурная схема; б — диаграммы работы

мой скорости на участке замедления при направлении движения «Вперед» (В), а сельсиндатчик СД2 — при движении «Назад» (Н). Путьевые выключатели ПВ1 и ПВ2 настроены на срабатывание соответственно в точках А и В ствола. Контакты ПВ1, ПВ2 и контакты реле направления движения РНВ и РНН включены таким образом (см. рис. 4.111, а), что на протяжении участков разгона и движения с максимальной скоростью на первичную обмотку развивающего трансформатора Тр подается переменное напряжение U_n , амплитуда которого соответствует максимально допустимой скорости.

В точках А при движении «Вперед» и В при движении «Назад» от указанной обмотки отключается напряжение U_n и подается напряжение ротора с сельсинов соответственно СД1 и СД2, уменьшающееся по синусоидальному закону в функции пути при движении подъемных сосудов на участках замедления (см. рис. 4.111, б). На выходные обмотки трансформатора Тр включены два идентичных дублирующих друг друга

канала сравнения скоростей. Каждый канал состоит из выпрямительного моста В1 (В2), диодного аппроксиматора ДА1 (ДА2), нуля-органа НО1 (НО2), тахогенератора подъемной машины ТГ1 (ТГ2), усилителя переменного тока УПТ1 (УПТ2) и реле превышения скорости РПС1 (РПС2). Диодные аппроксиматоры, выполненные на стабилитронах, диодах и резисторах, преобразуют синусоидальный закон изменения напряжения в параболический, соответствующий известному соотношению для равнозамедленного движения

$$v_d = \sqrt{2ah},$$

где v_d — допустимая скорость; a — замедление защитной тахограммы; h — текущее значение расстояния до крайнего положения подъемного сосуда.

В качестве элемента сравнения используется ноль-орган (НО1, НО2) системы «Логика-Т» типа Т-203, который представляет собой транзисторный блокинг-генератор. Электрические сигналы допустимой скорости с выхода ДА1 (ДА2) и фактической скорости с тахогенераторов подъемной машины ТГ1 (ТГ2) подаются на диодную схему, коммутирующую цепи отрицательной и положительной обратной связи блокинг-генератора. Превышение скорости приводит к срыву генерации.

К выходу блокинг-генератора через усилитель переменного тока УПТ-1 (УПТ-2) подключено реле превышения скорости РПС1 (РПС2), которое отпускает свой якорь при срыве генерации. Контакты этих реле введены в цепь защиты машины. Время срабатывания ограничителя скорости ЭОС-2 не превышает 0,1 с.

Контроль вращения элементов аппарата АЗК и исправности тахогенераторов машины ТГ1 и ТГ2 производится путем сравнения их напряжений с напряжениями тахогенераторов, установленных в каждой симметричной части кинематической цепи аппарата АЗК (ТГАЗК1, ТГАЗК2) с помощью двух транзисторных реле контроля вращения РКВ (на схеме не показаны). Контакты реле РКВ введены в цепь защиты машины.

Взаимный контроль дублированных каналов сравнения скорости производится с помощью реле РК, которое соединено с источником питания через параллельные цепочки последовательно включенных размыкающих и замыкающих контактов реле РПС1 и РПС2. Если в момент превышения скорости оба канала исправны, реле РК останется включенным. В случае неисправности одного из каналов реле РК отключается и запрещает следующий пуск машины.

Ограничители скорости ЭОС-2 в настоящее время поставляются с аппаратами АЗК со всеми вновь изготавливаемыми многоканатными и барабанными подъемными машинами. Они прошли испытания в МакНИИ и рекомендованы для широкого применения.

Электрические регуляторы давления тормозных систем шахтных подъемных машин

Регулирование тормозного усилия является одним из важнейших элементов процесса управления подъемной установкой.

Современные регуляторы тормозного усилия представляют собой преобразователи электрического сигнала в давление рабочего тела тормозной системы. Освоенная промышленностью номенклатура регуляторов обеспечивает высокое качество регулирования тормозного усилия как для машин с пневматическими, так и гидравлическими тормозами. Опыт применения электрических регуляторов давления показал их высокую надежность. Применение таких регуляторов позволило наиболее просто автоматизировать подъемные машины с асинхронным приводом.

За последние годы создано большое количество регуляторов давления. В настоящем параграфе рассмотрены наиболее распространенные на подъемных машинах и серийно выпускаемые типы регуляторов.

Регуляторы давления РДБВ и РДБГ предназначены для регулирования тормозного усилия подъемных машин, имеющих пружинные грузовые пневматические тормозные системы. Они могут применяться для машин, изготавливаемых Ново-Краматорским машиностроительным заводом и Донецким машиностроительным заводом им. Ленинского комсомола Украины.

Регулятор давления РДБВ (вертикального исполнения) предназначен для новых подъемных машин, имеющих тормозную панель.

Регулятор давления РДБГ (горизонтального исполнения) предназначен для установки на площадках управления машин старых типов взамен регулятора давления типа ШРД.

Техническая характеристика регуляторов давления РДБВ и РДБГ

Зона регулирования давления, кгс/см ²	0—8
Число устойчивых ступеней давления в зоне регулирования, не менее	25
Величина постоянного тока в обмотках управления электромагнита регулятора, А:	
дистанционного управления	25—300
автоматического управления	0—500
первой ступени предохранительного торможения	180

Регулятор давления РДБВ (рис. 4.112) присоединяется к пневмосистеме тормоза с помощью трех штуцеров, а регулятор давления РДБГ (рис. 4.113) — одним фланцем. Поскольку оба регулятора давления конструктивно подобны, описание относится к обоим регуляторам (позиции на рис. 4.112 и 4.113 совпадают).

Регулятор давления состоит из корпуса 2 с запрессованной в него втулкой 3, удерживаемой упорной крышкой. Камеры корпуса изолированы друг от друга резиновыми уплотнительными кольцами 1. Во втулке свободно перемещается золотник 4, собственный вес которого уравновешивается пружиной 26, предназначенной для открывания отверстий втулки на выпуск воздуха из цилиндра рабочего тормоза в глушитель при малом остаточном давлении. Регулятор снабжен электромагнитным приводом 6, который позволяет плавно регулировать давление воздуха в цилиндре рабочего тормоза, а также создавать первую ступень предохранительного торможения.

Электромагнитный привод состоит из двух электромагнитов специальной конструкции: электромагнита управления 5 и электромагнита первой ступени 13.

Электромагнит управления имеет обмотку 7 дистанционного управления и 9 автоматического управления, которые намотаны на пластмассовые каркасы 8. Обмотки установлены в корпусе 23, который закрывается диском 22 из немагнитного материала. Торцовая плоскость электромагнита, на которую опирается с помощью трех уравновешивающих пружин 21 подвижный якорь 11 с клапаном 10, тщательно притерта. Опорная поверхность подвижного якоря и торец клапана также тщательно притерты, причем зазор подвижного якоря, регулируемый винтами 20, должен быть равномерным и составлять 0,2—0,5 мм.

Электромагнит первой ступени установлен на подставке 12 из немагнитного материала и состоит из корпуса 16, обмотки 14 на пластмассовом каркасе, подвижного упора 17, отбойной пружины 15, регулирующего винта с пружиной и подвижного якоря.

При отключенном электромагните первой ступени подвижный якорь покоится на втулке 19 из немагнитного материала. Величина зазора подвижного якоря регулируется прокладками 18 и составляет 0,2—0,3 мм. Подвижный якорь 11 при отключенном электромагните управления должен свободно покоиться на пружинах.

Выводные концы обмоток распаяны на штепсельный разъем 24. В собранном виде электро-

магнитный привод 6 закрыт кожухом. Для фильтрации сжатого воздуха, поступающего в камеру проточного регулирования через штуцер 25 с калиброванным отверстием, предусмотрен фильтр 27.

Работа регулятора давления РДБВ основана на принципе проточного регулирования давления воздуха в рабочей камере золотника трехходового крана, управляемого электромагнитом. Сжатый воздух из воздухоотборника (см. рис. 4.112) постоянно поступает в кольцевую камеру 3 и через фильтр 5 и штуцер 6 — в камеру проточного регулирования 16. Давление воздуха над золотником 2 регулируется выпуском воздуха из камеры проточного регулирования через выходное отверстие 15, перекрываемое клапаном подвижного якоря 12, уравновешенного пружиной 7 электромагнита управления. Изменение степени дросселирования клапана достигается изменением величины тока в обмотке управления с помощью командоаппарата таким образом, что давление воздуха над золотником прямо пропорционально току.

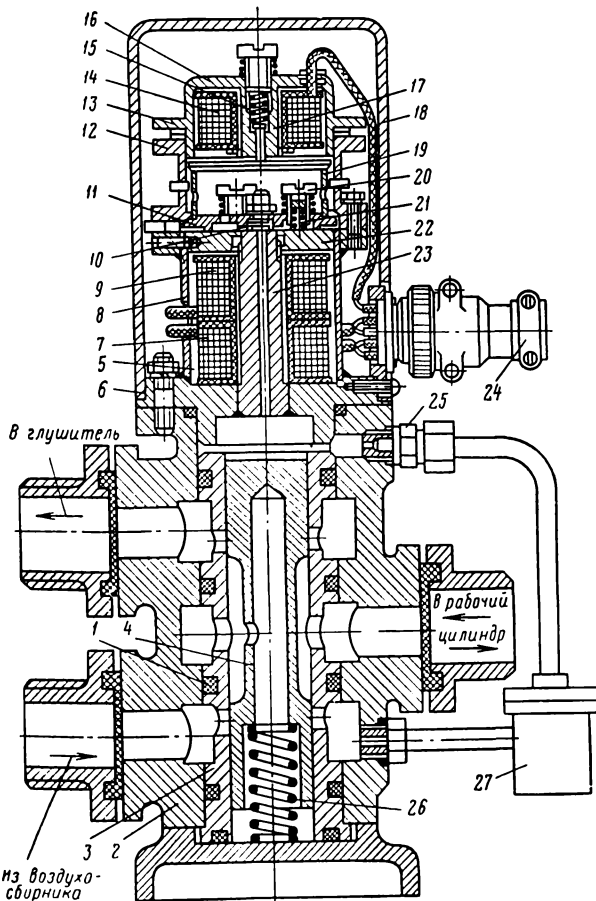


Рис. 4.112. Регулятор давления РДБВ

Золотник находится в равновесном нейтральном положении под действием двух давлений: со стороны камеры проточного регулирования 16 и подзолотниковой полости 1 (камеры обратной связи). Подзолотниковая полость связана с рабочим цилиндром тормоза через отверстие 4 в золотнике.

С изменением давления в камере меняется положение золотника. Если давление увеличивается, то золотник опускается вниз и воздух поступает из воздухоотборника в рабочий цилиндр 17 до тех пор, пока давление в этом цилиндре и подзолотниковой полости 1 не возрастет до величины, при которой золотник под действием незначительно большего (на величину сил трения) давления в полости 1, не вернется в нейтральное положение равновесия. Впуск воздуха в рабочий цилиндр прекращается.

При уменьшении давления в камере золотник под действием давления со стороны подзолотниковой полости 1 поднимается вверх, после чего начинается выпуск воздуха из рабочего цилиндра в атмосферу. Воздух будет выпускаться до тех пор, пока давление в рабочем цилиндре и под золотником не упадет до величины, при которой золотник 2 под действием давления в камере проточного регулирования 16 вернется в положение равновесия. Таким образом, дав-

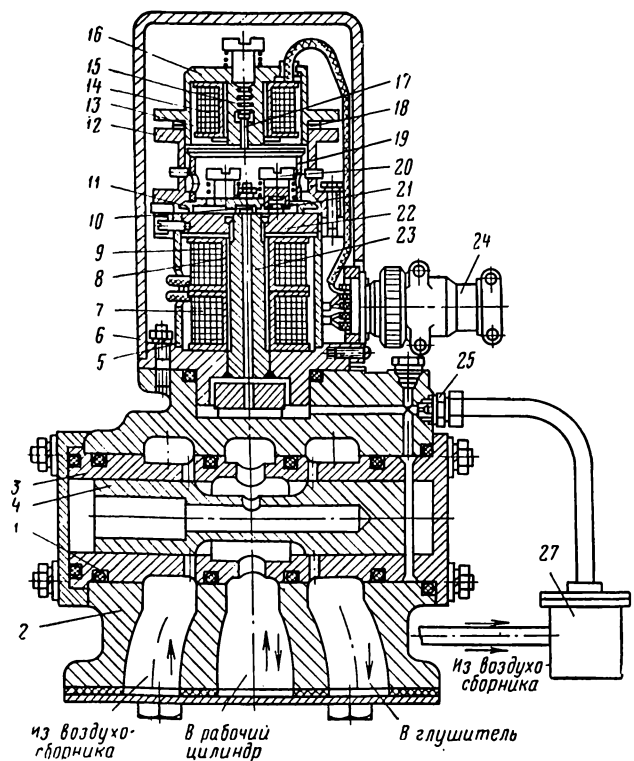


Рис. 4.113. Регулятор давления РДБГ

ление в рабочем цилиндре 17, под золотником 2 и в камере 16 при равновесном нейтральном положении золотника всегда одинаковое.

В регуляторе установлен электромагнит 9, который служит для получения первой ступени предохранительного торможения в случае обрыва цепи обмотки управления 14 или цепи собственной обмотки.

Для контроля цепей последовательно с обмотками управления 14 и электромагнита 9 должны быть включены токовые реле, воздействующие своими контактами на цепь защиты подъемной машины.

При исправной цепи обмоток управления электромагнит 9 должен быть включен, а якорь 10 притянут вверх. В случае обрыва цепи обмотки управления или электромагнита или снятия напряжения давление в рабочем цилиндре могло бы упасть до нуля, так как клапан якоря 12 электромагнита управления не перекрывал бы выходного отверстия 15 из камеры проточного регулирования. Но поскольку при этом происходит одновременное отключение электромагнита, якорь отпадает, а пружина 11 нажимает на якорь 12, ограничивая открытие выходного отверстия. Таким образом обеспечивается получение первой ступени предохранительного торможения. Величина давления первой ступени регулируется предварительным

сжатием пружины. Обмотка управления 13 предназначена для включения в цепи автоматического регулирования скорости подъема.

Приведенное описание относится к подъемным машинам НКМЗ, имеющим грузовые пневматические тормозные системы, в которых тормозное усилие прямо пропорционально давлению воздуха в цилиндре рабочего тормоза.

При использовании регулятора РДБВ на многоканатных и новых барабанных подъемных машинах Донецкого машиностроительного завода им. Ленинского комсомола Украины, имеющих пружинный грузовой или пружинный пневмопривод тормоза, в которых тормозное усилие обратно пропорционально давлению в цилиндре рабочего тормоза, регулятор работает таким же образом, но тормозное усилие увеличивается при снижении тока в обмотке управления 14 (при ручном управлении) или обмотке управления 13 (при автоматическом управлении). При этом электромагнит первой ступени не используется, а верхний регулировочный винт (см. рис. 4.112) служит для установки начального давления при наладке системы.

Регулятор давления РДВГ предназначен для управления тормозом с гидравлическим грузовым приводом (рис. 4.114). Регулятор входит в комплект аппаратуры АУГТ, предназначенной для автоматического и дистанционного управления старыми машинами типов БМ и 2БМ, находящихся в эксплуатации.

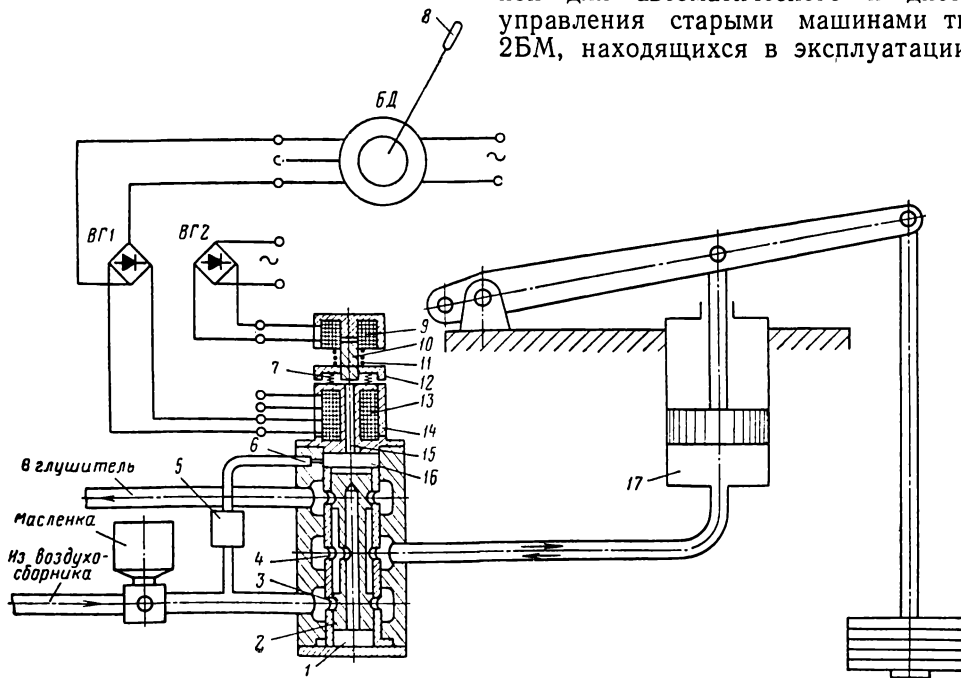


Рис. 4.114. Регулятор давления РДВГ

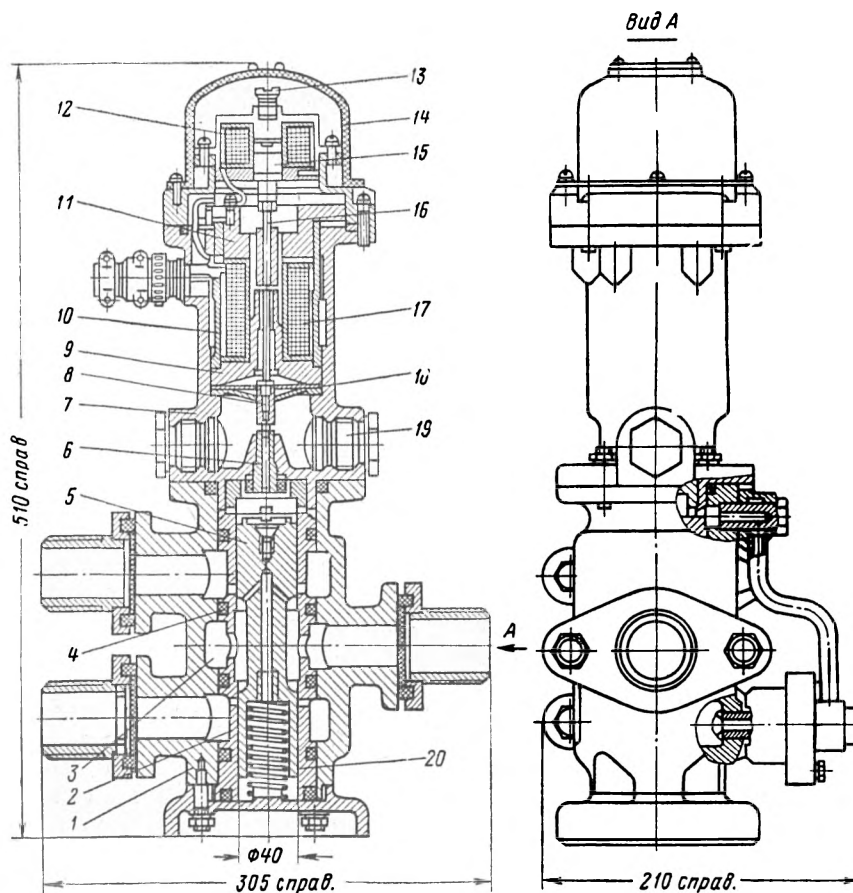


Рис. 4.115. Регулятор давления РДУ-1

Техническая характеристика регулятора давления РДВГ

Зона регулирования давления, кгс/см ²	0—6
Число устойчивых ступеней давления в зоне регулирования, не менее	25
Величина постоянного тока в обмотке управления электромагнита, мА:	
при давлении 0—0,4 кгс/см ²	30±10
при давлении 5,6—6 кгс/см ²	170±20
Величина сопротивления обмотки электромагнита, Ом	110

Головка электромагнита регулятора давления выполнена во взрывобезопасном исполнении.

Принцип работы регулятора давления РДВГ такой же, как у описанного выше регулятора РДБВ. Основным конструктивным отличием является применение втяжного цилиндрического якоря электромагнита, подвешенного на двух плоских пружинах, взамен плоского дискового якоря, примененного в регуляторе РДБВ. Регулятор давления РДБВ применяется в комплекте с устройством обратной свя-

зи по положению главного рычага тормозного привода типа УОС, которое представляет собой бесконтактный датчик угла поворота, выполненный на базе сельсина БД-501А, заключенного во взрывозащищенную оболочку.

Унифицированные регуляторы давления предназначены для автоматического, дистанционного или местного управления тормозными системами:

РДУ — пружинными грузовыми и пружинными с пневмоприводом;

РДУ-2 — грузовыми с пневмоприводом;

РДВП — грузовыми и пружинными с гидроприводом для подъемных машин и лебедок, эксплуатирующихся в среде, опасной по взрыву газа или пыли.

Все регуляторы конструктивно подобны и содержат унифицированные детали. Регуляторы РДУ-1 и РДУ-2 различаются исполнением (вертикальное или горизонтальное) и конструкцией присоединительных штуцеров. Регулятор РДВП имеет взрывобезопасную электромагнитную головку.

Техническая характеристика регуляторов давления РДУ и РДВП

Зона регулирования давления, кгс/см ²	0—8
Число устойчивых ступеней в зоне регулирования, не менее	50
Вид тока управления	Постоянный
Сопrotивление обмоток электромагнитного привода, Ом:	
управления	110
первой ступени торможения (РДУ-1; РДУ-2)	96
Величина тока в обмотках, мА:	
управления	25—150
первой ступени торможения (РДУ-1, РДУ-2)	180

Регулятор давления РДУ-1 (рис. 4.115) состоит из корпуса 1 с запрессованной втулкой 2. Камеры 3 корпуса изолированы друг от друга резиновыми уплотнительными кольцами 4. Во втулке свободно перемещается золотник 5, вес которого уравнивается пружиной 20. Регулятор снабжен электромагнитным приводом, позволяющим плавно регулировать давление воздуха в цилиндре тормоза, а также обеспечивать создание первой ступени предохранительного торможения. Этот привод объединяет два электромагнита: управления и первой ступени.

Электромагнит управления состоит из корпуса 7, в котором встроены магнитопроводы 9—11 катушки 17 и подвижный сердечник 16, который соединен с заслонкой 8, дросселирующей истечение струи воздуха через отверстие сопла 6, камеры управления регулятора.

Для отвода воздуха в атмосферу предусмотрен штуцер 19. Подвижный сердечник 16 подвешен в верхней части на плоской консольной пружине, а в нижней части — на специальной пружине 18.

Электромагнит 12 первой ступени торможения установлен на подставке из немагнитного материала и закрыт крышкой 14. При обеспеченной катушке электромагнита первой ступени якорь 15 под действием пружины воздействует через шток на заслонку 8. Регулировка давления первой ступени торможения осуществляется регулировочным винтом 13.

Регуляторы РДУ-1, РДУ-2 и РДВП выпускаются взамен регуляторов РДБВ, РДБГ и РДВГ соответственно.

§ 7. Эксплуатация подъемных машин

Ритмичная работа шахт в значительной степени зависит от правильности эксплуатации подъемных машин. Это обеспечивается их умелым обслуживанием, а также проведением периодических ремонтов, ревизий, наладок и испытаний. В процессе эксплуатации и при наладке подъемных машин необходимо выполнять все рекомендации заводов-изготовителей; требования, предъявляемые к подъемной установке и ее узлам «Правилами безопасности в угольных и сланцевых шахтах», а также другими нормативными материалами.

При эксплуатации подъемных машин должны быть обеспечены их сроки службы не менее приведенных в табл. 4.38.

Таблица 4.38

Типы подъемных машин	Срок службы, лет *											
	механической части		электрической части									
	до списания	до капитального ремонта	до списания					до капитального ремонта				
			аппараты управления	регуляторы давления	ограничители скорости	главный подъемный электродвигатель	остальное электрооборудование	аппараты управления	регуляторы давления	ограничители скорости	главный подъемный электродвигатель	остальное электрооборудование
Барабанные с диаметром барабана 4 м и более	25	13	25	10	10	25	12—15	5	3	6	10	6—7
Барабанные с диаметром барабана до 3,5 м	20	10	20	10	10	20	12—15	5	3	6	10	6—7
Многоканатные	20	10	20	10	10	20	12—15	5	3	6	10	6—7

* Гарантийный срок эксплуатации всех подъемных машин не менее двух лет.

Ниже приводятся основные требования и рекомендации для обеспечения нормальной эксплуатации главных узлов подъемных машин и заданных сроков службы.

Органы наливки канатов

Для нормальной эксплуатации подъемных машин необходимо, чтобы отношение наименьшего диаметра органа наливки к диаметру каната было не менее:

120 — для одноканатных подъемных машин со шкивом трения;

100 — для многоканатных подъемных машин с отклоняющими шкивами;

80 — для направляющих шкивов и барабанов подъемных машин, устанавливаемых на поверхности, а также для многоканатных подъемных машин без отклоняющих шкивов;

60 — для направляющих шкивов и барабанов подъемных машин, устанавливаемых в шахте, а также для проходческих подъемных машин;

50 — для стационарных и передвижных аварийных подъемных машин, направляющих шкивов и барабанов подъемных машин террикоников.

Обечайка органа наливки должна надежно крепиться к лобовинам и не иметь трещин. Следует иметь в виду, что трещины обечайки и лобовин являются прогрессирующими. Они значительно понижают прочность всего органа наливки и могут быть причиной преждевременного его износа.

Заклиненный барабан на валу должен иметь надежное шпоночное соединение. Смещение заклиненного барабана в осевом направлении относительно коренного вала машины не допускается.

При горячей посадке барабана на вал должно быть обеспечено надежное соединение ступицы барабана с валом. Проворачивание барабана на валу недопустимо.

Для проверки вращения переставного барабана на валу необходимо рассоединить барабаны и закрепить переставной барабан стопорным устройством. При вращении заклиненного барабана вал должен свободно проворачиваться в ступицах переставного барабана, осевое перемещение которого должно ограничиваться специально предусмотренными на коренном валу устройствами. При зазоре между валом и втулками переставного барабана, превышающем следующие величины:

Диаметр коренного вала, мм	Максимально допустимый зазор, мм
50—120	0,8
120—260	1,0

Диаметр коренного вала, мм	Максимально допустимый зазор, мм
260—500	1,2
500—800	1,5
Свыше 800	2,0

необходимо произвести подтяжку втулок (для машин с шаровыми втулками), если это возможно, или заменить втулки.

Для ослабления натяжения каната в месте его прикрепления к барабану на поверхности последнего должно быть не менее трех витков трения при деревянной или прессмассовой футеровке и не менее пяти — при металлической футеровке. Кроме того, должны быть запасные витки для периодических испытаний каната.

Число слоев наливки каната на барабан больше одного в соответствии с Правилами безопасности допускается только для подъемных машин грузовых вертикальных подъемов, установленных на поверхности (двухслойная наливка канатов), а также для подъемных машин грузовых наклонных подъемов, установленных на поверхности, и грузовых вертикальных и наклонных подземных подъемных установок (трехслойная наливка канатов).

При наличии более одного слоя наливки канатов на барабане должны быть выполнены следующие условия:

высота реборды барабана должна быть такой, чтобы при налегании верхнего ряда (витка) на барабан реборда выступала над ним на 2,5 диаметра каната;

футеровка барабанов должна иметь нарезанные спиральные канавки;

за критическим участком каната длиной в 1/4 последнего витка нижнего ряда (место перехода на верхний ряд) должно вестись усиленное наблюдение — учет разорванных в этом месте проволок и передвижение каната на 1/4 витка через каждые два месяца.

Реборды шкивов трения подъемных машин должны выступать над верхней частью каната не менее чем на 1,5 его диаметра.

Сегменты футеровки подлежат замене при изношенности их в глубину на один диаметр каната. Сегменты футеровки подлежат замене также и в том случае, если остаточная высота ее в результате износа окажется равной 0,75 диаметра каната.

Механизмы перестановки барабанов

На всех серийно изготовленных подъемных машинах применяются зубчатые механизмы перестановки барабанов. Для обеспечения нормальной их работы необходимо:

не допускать утечек воздуха в цилиндрах механизмов перестановки, так как наличие утечек может явиться причиной перекоса и заеданий муфты;

регулярно их смазывать (особо тщательно все элементы механизма перестановки должны смазываться перед перестановкой барабана);

проверять состояние поверхностей зубьев зубчатых венцов и колеса (износ зубьев по толщине более 15% не допускается);

регулировать затяжку тарельчатых пружин. Слабо затянутые пружины не смогут полностью включить муфту. Величина затяжки должна быть не менее 10 мм. Сильно затянутые пружины не дают возможности цилиндрам механизма перестановки полностью выключить муфту. При выключенной муфте зазор между зубчатыми венцами должен быть не менее 10 мм. Во всех случаях затяжка пружин должна быть строго одинаковой во избежание перекосов муфты. С течением времени пружины теряют свои эластичные свойства, вследствие чего невозможно их отрегулировать. Такие пружины подлежат замене новыми.

Для того чтобы переставной барабан, отсоединенный от вала, не мог прийти во вращение под действием натяжения каната, он стопорится левым рабочим тормозом, который должен развивать тормозной момент не менее 1,2 статического момента, создаваемого порожним подъемным сосудом при его нижнем положении в стволе.

Тормозные устройства

Каждая подъемная машина имеет тормозное устройство, осуществляющее два вида торможения: рабочее и предохранительное.

При рабочем торможении тормозное устройство является основным элементом управления подъемной машиной, надежность и безотказность которого — непременные условия нормальной работы подъемной установки. Так как при управлении подъемной машиной в зависимости от нагрузки и режима работы требуется изменять величину прикладываемого к подъемной машине тормозного момента, то рабочее торможение должно обеспечивать регулирование тормозного момента в широких пределах.

При предохранительном торможении тормозное устройство является исполнительным элементом защиты подъемной установки, предупреждающим возникновение аварий при появлении неисправностей в других частях подъемной установки. Предохранительное торможение должно обеспечивать своевременную быструю (но не слишком резкую) и надежную остановку подъемной машины и включаться как автомати-

чески под действием защитной аппаратуры, так и машинистом. Причем включение предохранительного торможения должно сопровождаться автоматическим отключением электроэнергии, питающей подъемные электродвигатели.

Для соблюдения этих условий к тормозному устройству в отношении величины создаваемого им тормозного момента и замедления машины предъявляются следующие требования:

1. На вертикальных и наклонных подъемах с углом наклона свыше 30° тормозной момент при предохранительном торможении должен быть не менее трехкратного статического момента вращения при подъеме или спуске расчетного для машины груза. Рабочий тормоз в случае необходимости должен обеспечивать возможность получения тормозного момента такой же величины.

2. При углах наклона менее 30° тормозной момент при предохранительном торможении должен соответствовать следующим значениям:

Угол наклона, градус	5—15	20	25	30
$k = \frac{M_{\text{ТОРМ}}}{M_{\text{СТ}}}$	1,8	2	2,6	3

Для выработок с переменным углом наклона величина тормозного момента устанавливается по наибольшему углу наклона данной выработки. Значение коэффициента k для промежуточных углов наклона, не указанных выше, определяется путем линейной интерполяции.

3. При перестановке холостого барабана тормозное устройство должно развивать на одном тормозном шкиве тормозной момент, превышающий не менее чем в 1,2 раза статический момент от натяжения одной ветви каната, создаваемого весом порожнего сосуда и каната.

4. Для вертикального и наклонного подъемов с углом наклона свыше 30° при включении предохранительного торможения должно быть обеспечено замедление подъемной системы не ниже $1,5 \text{ м/с}^2$ при спуске расчетного груза и не более 5 м/с^2 при подъеме расчетного груза.

В установках со шкивом трения замедление, создаваемое рабочим или предохранительным торможением, не должно превосходить величины, обусловленной возможностью проскальзывания каната на шкиве.

5. При углах наклона менее 30° величины замедления, создаваемого предохранительным торможением при подъеме расчетного груза, не должны превышать следующих величин:

Угол наклона, градус	5—15	20	25	30 и более
Замедление, м/с^2	2	3,4	4,2	5

Первое требование обуславливает статическую надежность тормоза, гарантирующую удержание подъемной системы сосудов в заданном положении.

Третье требование относится в основном к двухбарабанным подъемным машинам, у которых при отсоединенном переставном барабане в торможении подъемной машины участвует только исполнительный орган, воздействующий на закрепленный барабан, вследствие чего подъемная машина воспринимает только половину общего тормозного момента.

Выполнение четвертого требования должно обеспечить при предохранительном торможении быструю остановку подъемной системы, не выходя при этом за пределы безопасных динамических нагрузок в отдельных элементах этой системы.

Второе и пятое требования относятся к наклонным подъемам, а последняя часть четвертого требования, относящаяся к подъемным установкам со шкивом трения, вызвана тем, что у этих видов подъемных установок вводится дополнительное ограничение величин тормозного замедления, несоблюдение которого приводит к нарушению нормальных условий работы этих установок.

Тормозное устройство должно создавать наибольший из тормозных моментов, требующихся для удовлетворения приведенных выше условий.

Как было описано выше, каждое тормозное устройство состоит из исполнительного органа, непосредственно воздействующего на движущуюся систему подъемной машины, и привода, создающего нужные для торможения усилия, а также системы управления приводом.

Исполнительный орган тормоза должен быть обязательно колодочного типа и действовать на тормозные поля, которые прикреплены непосредственно к органу навивки каната.

Рабочая поверхность тормозного обода должна быть ровной и гладкой. Чистота рабочей поверхности тормозного поля должна быть не ниже $\nabla 7$. При наличии гребешков, царапин, борозд или вмятин обод следует проточить и шлифовать. Попадание масла и воды на рабочую поверхность обода недопустимо.

Биение тормозного обода имеет различное значение в зависимости от диаметра тормозного обода и не должно превышать величин, приведенных в табл. 4.39.

Чрезмерный нагрев тормозного обода может быть вызван плохой подготовкой тормозных колодок, неправильной регулировкой исполнительного органа тормоза, неполным оттормаживанием машины вследствие неправильной регулировки тормозного привода, а также вы-

Таблица 4.39

Диаметры тормозного обода, мм	Допускаемая величина биения обода, мм	
	для заклиненного барабана	для переставного барабана
До 2000	0,30	—
Свыше 2000 до 2500	0,35	0,5
» 2500 » 3000	0,40	0,6
» 3000 » 4000	0,45	0,7
» 4000 » 5000	0,50	0,8
» 5000 » 7000	0,55	0,9

пуклостью обода (при местном нагреве). Тормозные колодки рекомендуется применять из прессмасс или дерева (вербы, тополя, липы, ивы). Применение крепких пород дерева, способных зашлифоваться (дуба, бука, ясеня и т. д.), или смолистых пород (сосны) для тормозных колодок не допускается.

Максимальное удельное давление тормозной колодки на обод не должно превышать 5 кгс/см^2 для деревянных и 8 кгс/см^2 для прессмассовых колодок. Допускается проверка тормоза не по максимальному, а по среднему удельному давлению, равному частному от деления полного усилия, приложенного к колодке, на проекцию рабочей поверхности на плоскость, перпендикулярную оси симметрии дуги колодок. При этом среднее давление не должно превышать $4,5 \text{ кгс/см}^2$ для деревянных и 6 кгс/см^2 для прессмассовых тормозных колодок.

Максимальная величина зазора между колодками и тормозным ободом не должна быть выше 2 мм на сторону. Кроме этого, желательно, чтобы величина установленного зазора была постоянной в течение всего срока службы тормозных колодок.

Коэффициент трения между тормозным ободом и колодками при расчете тормоза следует принимать:

- 0,35 — при деревянных тормозных колодках;
- 0,3 — при прессмассовых тормозных колодках отечественного изготовления;
- 0,25 — 0,35 — при импортных прессмассовых тормозных колодках и лентах ферродо (в зависимости от указаний фирм-изготовителей).

Исполнительный орган тормоза должен быть снабжен блокировкой, исключающей возможность оттормаживания машины при чрезмерном износе тормозных колодок.

Таблица 4.40

Номинальный диаметр соединения, мм	Максимально допустимый зазор в шарнирных соединениях, мм			
	на новой машине	в эксплуатации		после ремонта
		для всех	для некторых	
Свыше 18 до 30	0,130	0,28	0,35	0,169
» 30 » 50	0,150	0,34	0,42	0,200
» 50 » 80	0,180	0,40	0,50	0,240
» 80 » 120	0,210	0,46	0,58	0,280
» 120 » 180	0,245	0,52	0,66	0,325
» 180 » 260	0,285	0,60	0,75	0,380

Продолжительность холостого хода тормоза при предохранительном торможении машины не должна превышать 0,5 с. Для подъемных машин со скоростью движения каната более 6 м/с рекомендуется иметь время холостого хода тормоза не более 0,3 с.

Увеличение зазоров в шарнирных соединениях вследствие износа приводит к изменению характеристики тормозного устройства (растет время холостого хода, увеличивается динамичность работы и зона нечувствительности тормозного устройства, ухудшаются условия смазки шарниров, уменьшается к. п. д. устройства, снижается тормозное усилие, ухудшается распределение удельных давлений по дуге охвата колодками тормозных ободьев и пр.). Поэтому зазоры в шарнирных соединениях тормозной системы не должны быть выше максимально допустимых, приведенных в табл. 4.40.

Нормативы на максимальные величины зазоров для поверхностей трения, имеющих уплотнительные устройства (типа цилиндр—поршень, шток—крышка цилиндра и т. д.), приведены в табл. 4.41.

Для повышения надежности и долговечности тормозных устройств, а также улучшения условий их эксплуатации и ремонта необходимо выполнять следующие требования и рекомендации к шарнирным соединениям и приводным цилиндрам:

1. Все силовые шарнирные соединения должны иметь сменные компенсаторы износа (втулки, покрытия и др.). Износ в шарнирах должен происходить в основном за счет компенсатора. Материал компенсатора должен обладать хорошими антифрикционными и противоизносными свойствами.

Таблица 4.41

Номинальные диаметры соединений, мм	Максимально допустимый зазор в соединениях, мм		
	на новой машине	в эксплуатации	после ремонта
Свыше 80 до 120	0,210	0,58	0,280
» 120 » 180	0,245	0,66	0,325
» 180 » 260	0,285	0,75	0,380
» 260 » 360	0,325	0,84	0,440
» 360 » 500	0,375	0,95	0,505
» 500 » 630	0,400	1,313	0,540
» 630 » 800	0,430	1,25	0,580

2. Конструкция шарниров должна обеспечивать:

а) фиксацию валиков к корпусным деталям для уменьшения поверхностей трения и локализации износа;

б) надежную смазку трущихся поверхностей, изоляцию их от попадания посторонних частиц и отвод продуктов износа;

в) легкость разборки и замены изношенных деталей.

3. Материалы деталей шарнирных соединений должны обеспечивать нормальную эксплуатацию тормозных устройств в условиях ограниченной смазки или вообще без нее.

4. Точность изготовления шарнирных соединений должна быть не ниже третьего класса.

При эксплуатации тормозных устройств необходим тщательный контроль качества применяемых смазочных материалов для смазки шарнирных соединений и приводных цилиндров и соблюдение режимов смазки, рекомендуемых заводами-изготовителями машин.

Замеры зазоров в шарнирных соединениях необходимо производить без разборки последних с применением специальных приборов.

Для удобства выполнения ремонтных работ необходимо вводить в шарнирные соединения компенсаторы износа из материалов с хорошими антифрикционными свойствами и пониженными требованиями к смазке или самосмазывающихся втулок (железографитовые и др.), или в виде покрытий (композиции на основе полиамидов, полиуретанов, оксидных смол и др.).

Для обеспечения надежной работы тормозных устройств два раза в год производится их испытание. При этом следует иметь в виду, что безопасная работа подъемной машины зависит от длины пути, который проходят подъемные сосуды после включения тормоза. Этот путь, в свою очередь, зависит от продолжитель-

ности холостого хода, тормоза и создаваемых замедлений при данной скорости. Перед испытанием тормоза необходимо убедиться, что вес тормозных грузов соответствует расчетному и тормоз находится в исправном состоянии.

Продолжительность холостого хода тормоза согласно Правилам безопасности не должна превышать 0,5 с, а время срабатывания тормоза не более 0,8 с. Продолжительность холостого хода и время срабатывания тормоза определяются по осциллограмме скорости и тока электродвигателя. Время холостого хода тормоза может быть также определено с помощью электрического секундомера.

Причинами увеличения времени холостого хода выше допустимых значений могут быть: слишком большой зазор между тормозными колодками и ободом, тугие сальники или манжеты на тормозном цилиндре, отсутствие или малая первая ступень при двухступенчатом нарастании тормозного усилия, перекос рычагов и тяг тормоза, чрезмерно густое масло в тормозах с гидравлическим приводом, медленное опускание якоря тормозного магнита.

Величины замедлений подъемных машин при предохранительном торможении должны соответствовать требованиям Правил безопасности (не менее 1,5 м/с² при спуске и не более 5 м/с² при подъеме расчетного груза).

Предохранительное торможение при подъеме груза не должно сопровождаться ослаблением каната и набеганием подъемных сосудов на канат.

Замедление измеряется с помощью осциллографа или специального прибора. Испытание тормозов машин с цилиндрическими барабанами без хвостового каната производится при максимально возможной длине каната груженого сосуда, но на безопасном расстоянии сосудов от приемных площадок.

Редукторы

Предельные отклонения межцентровых осей передач редукторов подъемных машин не должны превышать величин, приведенных в табл. 4.42.

Непараллельность осей передач на ширине колеса или полушевра на определяется по разности межцентровых расстояний с левой и правой сторон передачи. Допуски на непараллельность и перекос осей передач на ширине колеса или полушевра приведены в табл. 4.43.

Проверку пятна контактов зубьев редукторов, длительное время находящихся в эксплуатации, можно производить по металлическому

Таблица 4.42

Обозначения отклонений и допусков	Виды сопряжения	Предельные отклонения межцентровых осей, мкм, при межцентровом расстоянии, мм						
		200—320	321—500	501—800	801—1250	1251—2000	2001—3150	3151—5000
$\Delta_{нА}, \Delta_{дА}$	Д	± 80	± 100	± 110	± 120	± 150	± 180	± 340
$\Delta_{вА}, \Delta_{нА}$	Х	± 120	± 160	± 180	± 200	± 250	± 280	± 530

Таблица 4.43

Вид допуска	Степень точности	Модуль нормальный, мм	Ширина колеса или полушевра, мм							
			55—110	111—160	161—220	221—320	321—450	451—630	631—900	901—2500
Допуск на непараллельность и перекос осей в передаче, мкм	7	1—30	19	21	24	28	34	40	50	60
	8	1—30	24	26	30	36	42	50	60	80
	9	1—30	30	34	38	45	52	60	80	100

блеску или краске, а проверку мало работавших редукторов — только по краске, поскольку металлический блеск может сохраниться от приработки колес на испытательном стенде завода-изготовителя, а в процессе монтажа пятно контакта может измениться, например вследствие пережима корпуса редуктора. Пятно контакта должно располагаться посередине рабочей поверхности зуба. Ориентировочные нормы величины пятна контакта эвольвентного зацепления: 40—50% высоты и 50—60% длины зуба (большие значения для колес, выполненных с 7-й степенью точности по нормам контакта зубьев, а меньшие значения — для колес с 8-й степенью точности).

В передачах с зацеплением Новикова первоначальный контакт имеет отпечаток в виде ровной сплошной линии, расположенной примерно посередине рабочих поверхностей зубьев, и занимает не менее 95% по их длине. Постепенно в процессе работы редуктора под нагрузкой происходит приработка зубьев и касание (контакт) распространяется на всю их высоту. Шабровка или припиловка зубьев с зацеплением Новикова не допускается.

теля. Ее аппараты находятся в ячейке шахтной подстанции (6 кВ). Срабатывание предохранительного тормоза происходит вследствие замыкания контактов *ВМ1*, *ВМ2* масляного выключателя в цепи защиты. Эта защита от однофазных замыканий на землю в цепи напряжением 6 кВ также воздействует на отключение масляного выключателя.

2. Минимальная защита от снижения напряжения высоковольтной сети ниже допустимого предела осуществляется специальным реле, установленным на подстанции и отключающим масляный выключатель.

3. Нулевая защита, позволяющая включение машины только из исходного (нулевого) положения. После срабатывания предохранительного тормоза реле блокировки *РБП* теряет питание и контакт его в цепи предохранительного торможения разрывается. Вновь включить контакторы *1ТП*, *2ТП* можно только через цепь контактов *РЗТ*, *КК0*, *КСТ* при следующих условиях:

а) рукоятка управления двигателем стоит в нулевом положении (*КК0*);

б) рукоятка управления рабочим тормозом стоит в положении «Заторможено», в результате чего в рабочих цилиндрах создано требуемое давление и замкнут контакт манометрического реле в цепи реле зарядки тормоза *РЗТ*;

в) отключен контактор стопорения *КСТ*, что свидетельствует о том, что скипы стоят в крайних положениях;

г) механизм расцепления переставного барабана находится во включенном положении (контакты *КМП*, *РМП1* и *ВКД2* замкнуты); это условие необходимо для растормаживания переставного барабана.

4. Дифференциальная защита от перегрузки одного из двигателей при двухдвигательном приводе (реле *РВРД*), срабатывающая, если на естественной характеристике в течение определенного времени имеет место разница в статорных токах двигателей выше допустимой. При работе одним двигателем контакт *РВРД* может шунтироваться переключателем *УПД*.

5. Защита от включения машины при ремонтах обеспечивается аварийными выключателями, расположенными на разгрузке скипов, нулевой площадке и камере разгрузочных устройств, которые включены в цепь реле *РА*.

6. Защита от чрезмерного износа тормозных колодок (*1ВИК*, *2ВИК*).

7. Защита от напуска и ослабления подъемного каната, выполненная двумя независимыми способами. Во-первых, контролируется провисание наклонной струны каната (контакт *РОК*) и, во-вторых, ослабление натяжения канатов

с помощью магнитострикционных датчиков в подшипниках копровых шкивов (контакты *РОКИ-П* и *РОКИ-Л*).

8. Защита от снижения давления в цилиндрах предохранительного тормоза, выполненная с помощью конечных выключателей *1КВД*, *2ВКД*, на которые воздействуют профили, связанные с тормозными рычагами.

9. Защита от переподъема, выполненная с помощью установленных в копре бесконтактных конечных выключателей *ВМП-П* и *ВМП-Л* (типа *ВМ-62*) и дублирующих этажных выключателей аппарата *АЗК* (*ВКП-Л* и *ВКП-П*).

10. Защита от превышения скорости обеспечивается двумя дублирующими ограничителями скорости (*1РОС*, *2РОС*) и реле взаимного их контроля *РКЦ*.

11. Защита от неисправностей рабочего тормоза и цепей управления осуществляется реле *РКТР* и *РВКД*.

Реле контролирует цепь обмотки первой ступени, цепь обмотки рабочего управления, цепь автоматического управления регулятора давления тормоза и обмотку смещения магнитного усилителя, применяемого для управления тормозом в автоматическом режиме. Реле времени *РВКД*, работающее совместно с манометрическими датчиками рабочих цилиндров, контролирует появление полного давления в этих цилиндрах при соответствующей команде.

12. Защита от случайного расцепления муфты механизма перестановки осуществляется реле *1РМП*, катушка которого включается через контакты датчика положения муфты.

13. Защита от неисправности дозатора осуществляется реле *РКЗД*, катушка которого питается через контакты соответствующих концевиков. Если дозатор откроется при работающей машине, немедленно наложится предохранительный тормоз.

14. Защита от затянувшегося пуска или замедления в автоматическом режиме осуществляется реле *КРП*. Катушка этого реле включена таким образом, что ее отключение производится на период разгона и замедления. Наложение предохранительного тормоза произойдет в том случае, если время этих процессов окажется больше заданного.

15. Защита от обратного хода осуществляется реле *РОХИ*. Реле разрывает свой контакт, если машина пойдет в автоматическом режиме в сторону, противоположную полученной команде. Это же реле защищает машину при самопроизвольном отпадании якоря одного или другого контакторов выбора направления.

16. Реле *РКДР* защищает машину в случае, если в автоматическом режиме после выхода подъемного сосуда на разгрузочных кривых машина осталась приторможенной.

17. Защита от работы в автоматическом режиме одним двигателем осуществляется переключателем *УПД*, контакт которого в цепи защиты разрывается при переходе на работу с одним двигателем.

18. При каждом переходе с ручного на автоматический режим происходит наложение предохранительного тормоза. Это осуществляется кнопкой *КБ1*, сблокированной с переключателем *ИР*. Таким образом, при переходе с одного режима на другой обязательна «зарядка» тормоза.

Защиты, запрещающие последующий пуск машины. Ко второй группе относятся следующие виды защиты: от перегрева подшипников и обмоток двигателя, от прекращения подачи смазки в подшипники, от снижения сопротивления изоляции в цепях стволовой сигнализации и от снижения сопротивления изоляции цепей управления машины.

Кроме перечисленных, имеются виды защиты, обеспечивающие безаварийную работу вспомогательных приводов подъемной машины (насосов, компрессоров, мотор-генераторных групп и т. д.). Эти механизмы имеют, как правило, асинхронные приводные двигатели с короткозамкнутым ротором, и их защита осуществляется с помощью автоматических выключателей и тепловых реле, встроенных в пускатели общепромышленного применения.

Между многими элементами подъемной машины имеются блокировки, исключающие возможность неправильного их взаимодействия в процессе работы. Основными блокировками являются следующие:

исключающая выключение высоковольтных разъединителей при включенных масляных выключателях;

препятствующая открыванию дверей высоковольтных ячеек при включенных масляных выключателях и отключающая высокое напряжение при открытии дверей;

электрическая и механическая между контакторами реверсора *В* и *Н*;

дуговая, обеспечивающая выдержку времени между отключением контактора реверсора одного направления и включением контактора другого направления;

препятствующая включению двигателя при замкнутым роторном реостате;

не допускающая включения приводного двигателя при наложенном предохранительном тормозе;

обеспечивающая последовательное включение контакторов ускорения;

не допускающая одновременного включения обоих контакторов выбора направления движения.

Дополнительные защиты и блокировки подъемных машин с приводом по системе Г—Д

К указанным относятся:

1. Максимальная защита главной цепи, осуществляемая автоматическим воздушным выключателем, сблокированным с цепью предохранительного торможения.

2. Защита от исчезновения напряжения возбуждения двигателя, которая может привести к недопустимому превышению скорости.

3. Защита от нарушения системы принудительного охлаждения главных электрических машин.

Кроме упомянутых имеются еще защиты синхронного двигателя привода главного генератора, выполняемые в соответствии с «Правилами устройства электроустановок».

В случае применения вместо генераторов статических тиристорных преобразователей, последние снабжаются соответствующими, специфическими для этих агрегатов защитами.

Дополнительные защиты и блокировки многоканатных подъемных машин

Каждая многоканатная подъемная машина имеет защиту от выплавления футеровки при проскользывании канатоведущего шкива и застревании

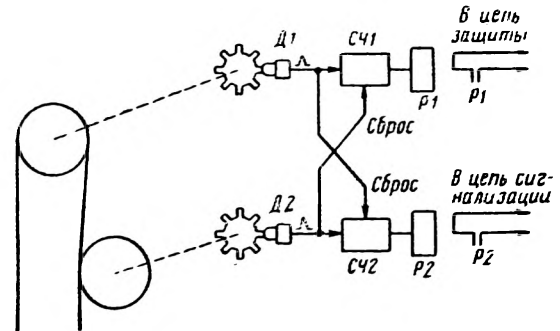


Рис. 4.117. Структурная схема аппарата АЗП

вании подъемного сосуда в стволе. Она осуществляется аппаратом АЗП, который работает по принципу сравнения перемещений отклоняющего и канатоведущего шкивов. Информация о перемещениях в виде путевых импульсов с квантом 0,6—0,8 м передается импульсными датчиками *Д1* и *Д2* (рис. 4.117), установленными соответственно на главном валу машины и валу отклоняющих шкивов. Импульсы перемещения канатоведущего шкива поступают на

счетный вход двоичного счетчика *СЧ1*, а отклоняющего шкива — на вход сброса этого же счетчика. При нормальной работе установки каждому счетному импульсу соответствует сбросовый, поэтому в счетчике *СЧ1* не могут накапливаться импульсы больше одного.

При застревании подъемного сосуда канатоведущий шкив начинает проскальзывать относительно неподвижных головных канатов. При этом поступление импульсов сброса от датчика *Д2* прекращается, а счетчик *СЧ1* начинает накапливать информацию. При поступлении четырех импульсов соответствующим образом включенное реле защиты *Р1* отпускает свой якорь и контакт этого реле разрывает цепь предохранительного торможения.

Аналогичным образом работают счетчик *СЧ2* и реле *Р2*, но счетный вход этого счетчика соединен с датчиком *Д2*, а вход сброса — с датчиком *Д1*. Благодаря такому включению, реле *Р2* отключается в случае больших проскальзываний при резких торможениях. Контакт реле *Р2* приводит в действие сигнализацию, которая обращает внимание машиниста на имеющее место рассогласование между фактическим положением подъемного сосуда в стволе и показаниями указателя глубины.

Как было указано выше, многоканатные подъемные машины снабжаются аппаратами АЗК или «Горизонт». В первом случае имеется корректор, обеспечивающий синхронизацию положения подвижных частей аппарата с фактическим положением подъемных сосудов в стволе, если между ними в течение цикла накопилось рассогласование. Имеется блокировка, обеспечивающая включение двигателя корректора только при неподвижной машине. Кроме того, с помощью реле РКВ контролируется исправность кинематической связи аппарата АЗК с валом машины.

Все многоканатные подъемные установки должны иметь защитные клинья или специальные амортизаторы в копре, обеспечивающие плавную остановку сосуда при чрезмерном переподъеме. При срабатывании этих устройств шкив проскальзывает и включается аппарат АЗП.

§ 8. Назначение и конструкция канатов подъемных установок

В шахтных подъемных установках стальные канаты применяются:

в качестве гибкого тягового органа для спуска и подъема рабочего персонала, материалов, оборудования, а также извлечения пустой породы и полезного ископаемого;

для уравнивания подъемного каната,

а также для увеличения тяговой способности шкивов трения при использовании последних;

в проводниковых устройствах для направления движения подъемных сосудов (скипов и клетей) в стволе в тех случаях, когда вместо жесткой армировки применяется эластичная канатная;

в тормозных и амортизационных устройствах на клетевых подъемах для улавливания клетей специальными ловителями при обрыве головного каната.

Подъемные канаты, служащие исключительно для перевозки людей называются «людскими», людей и грузов — «грузо-людскими», грузов — «грузовыми».

Основными компонентами канатов являются стальные проволоки, органический или металлический сердечник и материалы, предохраняющие проволоки и сердечник от разрушения.

Долговечность стальных канатов определяется главным образом качеством канатной проволоки, характеризующейся высокой прочностью на разрыв, повышенной гибкостью и высокой стойкостью против механического и коррозионного износа.

Так как получить одновременно сочетание всех перечисленных свойств канатной проволоки весьма трудно, применяют различные конструкции канатов, в которых то или иное свойство является определяющим и важнейшим в зависимости от специфики эксплуатационных условий.

Канатная проволока получается путем мокрого или сухого волочения стальной катанки, выпускаемой отечественными металлическими и сталепрокатными заводами согласно ОСТ 14-2-71 с марками стали 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, и должна отвечать требованиям ГОСТ 7372—66. В зависимости от механических свойств по допускаемому разбегу предела прочности и технологическим свойствам пластичности установлены три марки проволоки: В (высшая), I (первая), II (вторая). Для шахтных подъемных канатов используется проволока только марок В и I с пределом прочности при растяжении 160—190 кгс/мм², а для проволок фасонного сечения — 100—160 кгс/мм², причем для канатов людских и грузо-людских подъемов должна быть использована проволока марки В.

Основная роль канатного сердечника сводится к сохранению формы поперечного сечения каната при различных видах его деформации. Органический сердечник для шахтных подъемных канатов изготавливается из пеньки или сизаля (манилы) согласно ГОСТ 5269—69. Сизалевые сердечники по сравнению с пеньковыми

обладают тем преимуществом, что волокна сизали менее гигроскопичны, более износостойки и лучше сопротивляются сжимающим усилиям.

Канаты с металлическим сердечником в условиях шахтного подъема применяются редко. В случае применения таких канатов используют многопрядные сердечники.

Для предохранения канатных проволок и органического сердечника от коррозии и разрушения используются специальная канатная смазка и металлические покрытия. Для шахтных подъемных канатов наиболее употребительными являются тугоплавкие высоковязкие консистентные смазки на битумной или гудронной основе марок 39-У, БОЗ, «Торсиол-35». Для канатов, используемых на подъемных установках со шкивами трения, должна применяться специальная фрикционная смазка, увеличивающая (или во всяком случае не уменьшающая по сравнению с сухим канатом) сцепление каната с поверхностью желоба шкива. Эта смазка наносится на канат только лишь в процессе эксплуатации, а заводская смазка удаляется. Из-за отсутствия в настоящее время надежных фрикционных смазок канаты на многоканатных подъемных установках эксплуатируются сухими.

В качестве металлического покрытия проволок канатов, используемых в шахтном подъеме, применяют цинк. Технические условия, определяющие качество цинкового покрытия, регламентируются ГОСТ 7372—66. В зависимости от условий работы каната цинковое покрытие может быть тонким (ЛС), средним (СС) и толстым (ЖС) для особенно тяжелых условий эксплуатации. Для шахтного подъема применяются главным образом оцинкованные канаты группы ЖС.

Стальные канаты по их конструкции и способам свивки подразделяются на следующие виды:

1. По форме поперечного сечения каната — на круглые (рис. 4.118) и плоские (см. рис. 4.128). Круглые канаты — обычные канаты, применяемые в качестве гибкого тягового органа в шахтном подъеме, проводниковых и амортизационных устройствах. Плоские канаты, как правило, применяются в качестве уравнивающих устройств. Они изготавливаются путем прошивки ушивальником четного числа четырехпрядных стренг, попарно уложенных с противоположным направлением свивки.

2. По количеству операций свивки:

а) одинарной свивки проволок в круглые спиральные канаты (рис. 4.118, а, б);

б) двойной свивки проволок в пряди

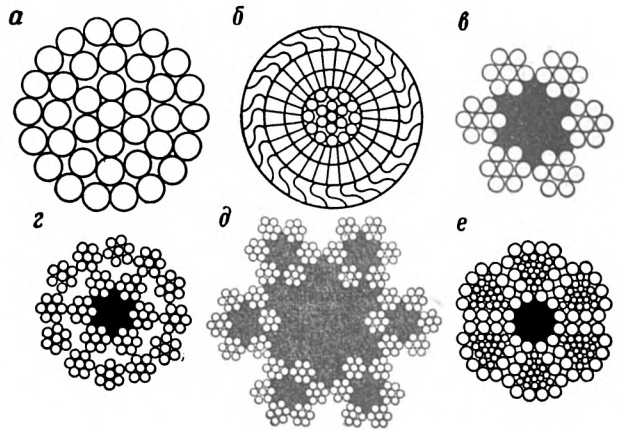


Рис. 4.118. Канаты спиральной, двойной и тройной свивки

с последующей свивкой в канат тросовой конструкции; канаты такого типа бывают однослойные (рис. 4.118, в), двухслойные (рис. 4.118, г), трехслойные и четырехслойные; в) тройной свивки проволок в пряди, прядей в стренги, стренги в канаты кабельтовой конструкции (рис. 4.118, д).

Спиральные канаты, имеющие в наружных слоях проволоки фасонный профиль, называются канатами закрытой конструкции. Канаты такой конструкции имеют следующие преимущества по сравнению с обычными: во-первых, гладкость наружной поверхности каната способствует уменьшению контактных и вторичных напряжений во внешних проволоках при навивке каната на барабан, во-вторых, плотное строение каната в целом и в особенности его наружных слоев препятствует проникновению коррозизирующих веществ внутрь каната и, наконец, при обрыве внешней проволоки сохраняет свою первоначальную спиралевидную форму и, таким образом, не оказывает разрушающего воздействия на футеровку шкивов и барабанов. Опыт использования канатов закрытой конструкции на проходческих и эксплуатационных подъемах показывает, что эти канаты обладают значительно большим сроком службы по сравнению с обычными. Однако в канатах закрытой конструкции в ряде случаев появляются различного рода структурные дефекты: волнистость, выход проволок из замка, отслоение наружного слоя, выпучивание всех слоев. Эти дефекты вполне устранимы путем выбора рациональных параметров проволок и совершенствования технологии изготовления.

3. По форме поперечного сечения прядей — на круглопрядные и фасоннопрядные. Канаты, свитые из прядей, имеющих в поперечном се-

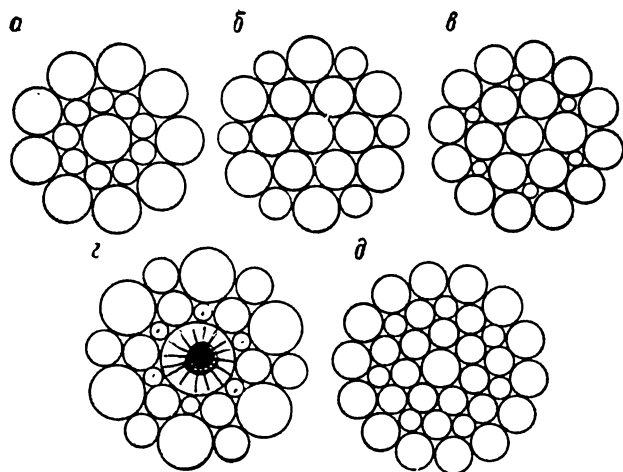


Рис. 4.119. Разновидности конструкций прядей канатов

чении треугольную форму, называются трехграннопрядными (рис. 4.118, е). Наружное очертание поперечного сечения таких канатов близко к окружности, что обеспечивает благоприятные условия взаимодействия каната с поверхностью желобов шкивов и барабанов. Применение трехграннопрядных канатов на шахтном подъеме свидетельствует об их несомненном преимуществе по сравнению с круглопрядными. Изготовление трехграннопрядных канатов, однако, сопряжено с большими технологическими трудностями. Основная сложность состоит в придании преформируемому проволокам специального, так называемого твистовского шага. В настоящее время разработана новая технология изготовления трехграннопрядных канатов, основанная на прокатке круглопрядных канатов двойной свивки, в результате чего пряди каната приобретают форму, близкую к треугольной (ТУ 14-4-310-73, ТУ 14-4-311-73, ТУ 14-4-313-73).

4. По разновидности конструкций различают пряди:

а) с линейным касанием проволок между слоями при одинаковом числе проволок в каждом слое и отличными диаметрами проволок между слоями — тип ЛК-О (рис. 4.119, а);

б) с линейным касанием проволок между слоями с различным количеством проволок в слоях, одинаковыми (или различными) проволоками в первом слое и различными в остальных (Уоррингтон) — тип ЛК-Р (рис. 4.119, б), ЛК-РО (рис. 4.119, д), ЛК-РР (рис. 4.119, г);

в) с линейным касанием проволок между слоями и проволоками заполнения — тип ЛК-З (Филлер, рис. 4.119, в);

г) с точечным касанием проволок — тип ТК (рис. 4.120, а);

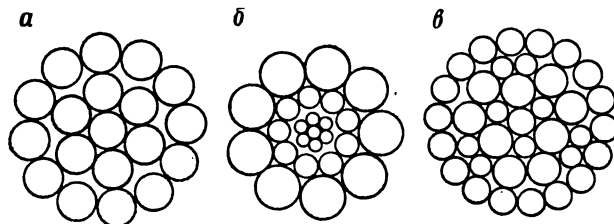


Рис. 4.120. Пряди канатов с точечным и точечно-линейным касанием проволок

д) с комбинированным точечно-линейным касанием (или линейно-точечным касанием) проволок — тип ТЛК-О (рис. 4.120, б), ТЛК-РО (закрытый Уоррингтон, рис. 4.120, в).

Характер взаимного соприкосновения проволок в прядях (точечное или линейное) имеет важное значение для работоспособности каната в целом. При точечном касании проволок возникающие в месте соприкосновения контактные напряжения могут достигать значительных величин, особенно в тех случаях, когда канат подвергается интенсивному динамическому нагружению, или при взаимодействии каната с желобом барабана и шкива. Контактные напряжения приводят к постепенному разрушению металла проволок, способствуют ускоренному развитию коррозионно-усталостных трещин. Канаты с линейным касанием проволок в известной степени определяют лучшие условия взаимодействия проволок, так как в этом случае проволоки контактируют не в дискретных точках, а по линии. Еще более благоприятные условия взаимодействия проволок в пряди оказываются в канатах из так называемых пластически обжатых прядей, получаемых при свивке путем протягивания их через фильеры. При этом проволоки претерпевают пластическое смятие, и взаимный контакт получается поверхностным. Канаты такого рода относятся к типу ПК — полосового или поверхностного контакта.

5. По способу свивки — на раскручивающиеся (Р), нераскручивающиеся (Н), крутящиеся и малокрутящиеся (МК) канаты. Нераскручивающиеся канаты отличаются от раскручивающихся тем, что пряди в канате и проволоки в прядях не подвержены воздействиям внутренних силовых факторов, благодаря чему канат при его свободных концах не расплетается и сохраняет свою форму. Достигается это путем применения при свивке прядей и канатов различного рода преформирующих устройств, рихтовки, глубокого пластического обжатия и других способов. Нераскручивающиеся канаты гораздо более эффективны в эксплуатации по сравнению с раскручивающимися благодаря

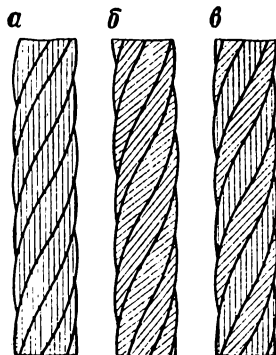


Рис. 4.121. Канаты крестовой, односторонней и комбинированной свивки

следующим особенностям: большей гибкости каната; отсутствию стремления к образованию петель; малой изменчивости шага свивки при вытягивании каната; более равномерному распределению усилий между прядями и каждой проволокой. Эти свойства приводят к тому, что срок службы нераскручивающихся канатов оказывается большим по сравнению с обычным при одинаковых эксплуатационных параметрах.

Малокрутящиеся канаты отличаются от крутящихся тем, что у них отсутствует или почти отсутствует стремление закрутиться или раскрутиться при изменении осевой растягивающей нагрузки.

Попеременное вращение каната вызывает появление в металле проволок значительных усталостных напряжений и истираний их поверхностей. Кроме того, при намотке таких канатов на барабан или при перебегании их через шкивы происходит интенсивный износ футеровочных поверхностей. Кручение канатов устраняется попеременным изменением направления свивки каждого слоя прядей в канатах с несколькими слоями прядей.

6. По сочетанию направлений свивки прядей и каната — на канаты крестовой (рис. 4.121, а), односторонней (рис. 4.121, б) и комбинированной (рис. 4.121, в) свивки.

Канаты крестовой свивки имеют большую изгибную жесткость по сравнению с канатами односторонней свивки. Кроме того, в канатах односторонней свивки проволоки располагаются под большим углом к оси каната, поэтому условия контакта проволок с поверхностью желоба барабана в этом случае оказываются более благоприятными, что приводит к уменьшению контактных напряжений и износа футеровки барабанов и шкивов. Однако канаты односторонней свивки имеют тенденцию к раскручиванию, несмотря на применение при их изготовлении преформирующих устройств и других средств.

7. По направлению свивки каната — на правое (П) и левое (Л). Канаты многоканатной

подъемной установки должны иметь равное (или в крайнем случае отличающееся на единицу) число канатов правой и левой свивки. В одноканатных подъемных установках направление свивки должно быть таким, чтобы при навивке каната на барабан с максимальными углами девиации канат получал бы подкрутку за счет крутящего момента сил трения между канатом и боковыми поверхностями желоба барабана.

9. Выбор и расчет канатов

Многообразие типов и конструкций канатов дает возможность выбрать канат, обладающий свойствами, наиболее приемлемыми для конкретных условий эксплуатации. Выбранные канаты должны соответствовать ГОСТ или ТУ, согласованным с МакНИИ.

Канаты барабанных подъемных машин

В качестве тягового органа барабанных шахтных подъемных установок применяются, как правило, канаты двойной крестовой свивки с органическим сердечником с временным сопротивлением разрыву металла проволок 160, 170, 180 кгс/мм². При этом канат должен быть нераскручивающимся, т. е. с предварительной деформацией прядей. Наиболее приемлемые для условий вертикального шахтного подъема — круглопрядные канаты, соответствующие: ГОСТ 7665—69 ЛК-3 6×25 (1 + 6; 6 + 12) + 1 о. с. (рис. 4.122, а); ГОСТ 7668—69 ЛК-РО 6×36 (1 + 7 + 7/7 + 14) + 1 о. с. (рис. 4.122, б); ГОСТ 3079—69 ТЛК-О 6×37 (1 + 6 + 15 + 15) + 1 о. с. (рис. 4.122, в); ГОСТ 7685—69 ТЛК-РО 6×37 (1 + 6 + 6/6 + 18) + 1 о. с. (рис. 4.122, г); ГОСТ 2688—69 ЛК-Р 6×19 (1 + 6 + 6/6) + 1 о. с. (рис. 4.122, д).

Характеристики этих канатов приведены в табл. 4.44—4.48.

Кроме круглопрядных на вертикальном шахтном подъеме успешно эксплуатируются трехграннопрядные канаты (ГОСТ 3085—69) и в ряде случаев канаты закрытой конструкции (ГОСТ 10506—63, ГОСТ 10508—63). Однако, вследствие появления различного рода структурных дефектов в канатах закрытой конструкции, последние не получили широкого распространения на стационарных подъемных установках и в настоящее время используются главным образом в качестве проводниковых канатов и в проходческих подъемных установках.

Канаты в процессе эксплуатации вытягиваются за счет структурного уплотнения его се-

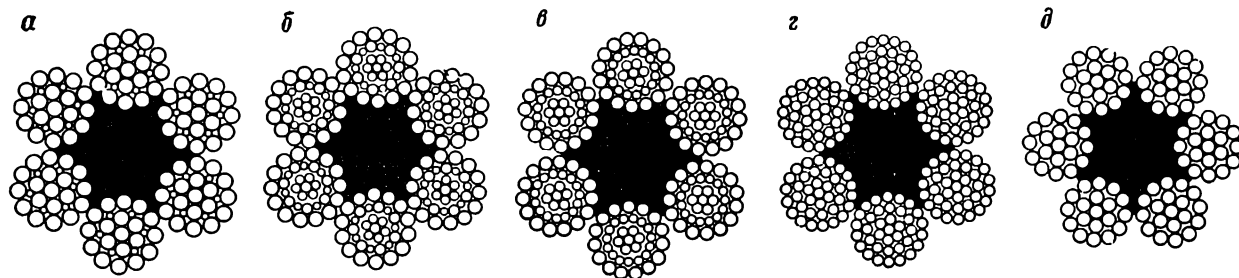


Рис. 4.122. Канаты для барабанных подъемных установок

чения и других факторов. По этой причине канаты перед навеской необходимо подвергать предварительной вытяжке растягивающим усилием, составляющим $(0,5—0,7)P_c$ (P_c — суммарное разрывное усилие). В настоящее время способ предварительной вытяжки успешно внедряется в практику эксплуатации. Особенно большое значение имеет предварительная вытяжка канатов для многоканатного подъема, где очень важно иметь канаты с одинаковыми геометрическими и механическими характеристиками.

Шахтный подъемный канат в процессе эксплуатации подвергается сложным динамическим и статическим нагружениям. Силовые факторы, воздействующие на канат, классифицируются следующим образом:

растягивающие продольные статические силы собственного веса каната и поднимаемого груза;

динамические продольные усилия в момент загрузки и разгрузки подъемного сосуда (скипа или клетки);

динамические продольные усилия во время трогания с места и ускоренного движения сосуда;

динамические продольные усилия во время равномерного движения сосуда, возникающие вследствие динамического взаимодействия сосуда с проводниками жесткой армировки ствола и ударов на стыках проводников;

динамические продольные усилия во время рабочего и аварийного (предохранительного) торможений подъемной машины;

изгибающие динамические моменты в отдельных проволоках каната у прицепных устройств из-за поперечных колебаний каната;

изгибающие моменты в проволоках при навивке каната на барабан и его пробегании через копровую или канатоведущий шкив;

контактные силы в проволоках, соприкасающихся друг с другом и с поверхностью желоба барабана или шкива;

крутящие моменты в канате и в отдельных проволоках.

Перечисленные силовые факторы определяют сложное напряженное состояние проволок каната, и от их совокупного действия зависит в конечном счете работоспособность и долговечность каната в целом.

Учет всех этих факторов в расчете представляет значительные трудности прежде всего в силу того обстоятельства, что канат является достаточно сложным механическим объектом, состоящим из множества деталей (проволок), взаимодействующих друг с другом.

Расчет подъемных канатов в соответствии с правилами безопасности производится по максимальной статической нагрузке без учета динамических изгибных и контактных напряжений по регламентируемым запасам прочности m , являющимся отношением суммарного разрывного усилия всех проволок каната P_c к расчетной статической нагрузке $Q_{ст}$:

$$m = \frac{P_c}{Q_{ст}}. \quad (4.37)$$

Величина P_c определяется как сумма разрывных усилий по результатам испытаний отдельных проволок перед навеской нового каната. При этом проволока, не выдержавшая испытания на перегиб и разрыв, в расчет суммарного разрывного усилия не принимается. Агрегатная прочность каната P_a , определяемая при испытании каната целиком, ниже P_c вследствие того, что в свитом канате проволоки при действии осевой растягивающей нагрузки находятся в сложном напряженном состоянии. При этом $P_a = kP_c$, где коэффициент k зависит от характера свивки каната и принимает следующие значения: 0,9 — для канатов однородной и двойной свивки с однослойными прядями; 0,85 — для канатов двойной свивки с двухслойными прядями; 0,82 — для канатов двойной свивки с трехслойными прядями; 0,7 — для канатов двойной свивки с металлическим сердечником.

Максимальное значение статической нагрузки на канат при вертикальном подъеме прихо-

Таблица 4.44

Диаметр, мм				Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие (не менее), кгс, для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву кгс/мм ²											
проволоки					120		140		160		180		200			
цен- тральной	в слоях	за- пол- нения	6 про- волоков		108 про- волоков	35 про- волоков	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммарное всех проволок	каната в целом	суммарное всех проволок	каната в целом	суммарное всех проволок	каната в целом
17,5	1,15	1,10	0,45	1 130	—	—	16 000	13 600	18 300	15 550	20 600	17 050	22 900	18 600		
19,5	1,30	1,20	0,50	1 355	—	—	19 200	16 300	21 900	18 650	24 650	20 400	27 400	22 250		
21,0	1,40	1,30	0,55	1 590	—	—	22 550	19 150	25 750	21 900	29 000	23 950	32 200	26 150		
22,5	1,50	1,40	0,60	1 845	—	—	26 150	22 250	29 900	25 400	33 650	27 850	37 400	30 350		
24,0	1,60	1,50	0,65	2 120	—	—	30 050	25 550	34 350	29 200	38 650	32 000	42 950	34 900		
25,5	1,70	1,60	0,70	2 410	—	—	34 200	29 100	39 100	33 250	44 000	36 400	48 900	39 700		
27,5	1,80	1,70	0,75	2 725	—	—	38 650	32 850	44 200	37 550	49 700	41 150	55 250	44 900		
29,0	1,90	1,80	0,80	3 055	—	—	43 350	36 850	49 550	42 100	55 750	46 150	61 950	50 350		
32,0	2,10	2,00	0,85	3 750	—	—	53 250	45 250	60 850	51 700	68 450	56 650	76 050	61 800		
35,5	2,30	2,20	0,95	4 541	55 300	47 000	64 500	54 850	73 750	62 650	82 950	68 650	92 100	74 850		
38,5	2,50	2,40	1,00	5 385	65 550	55 700	76 450	65 000	87 400	74 250	98 300	81 350	109 000	88 750		
42,0	2,80	2,60	1,10	6 350	77 300	65 700	90 200	76 650	103 000	87 650	116 000	96 000	128 500	104 500		
45,0	3,00	2,80	1,20	7 370	89 750	76 300	104 500	89 000	119 500	101 500	134 500	111 000	149 500	121 500		
48,5	3,20	3,00	1,30	8 466	103 000	87 650	120 000	102 000	137 500	116 500	154 500	128 000	171 500	139 500		

Таблица 4.45

Диаметр, мм						Расчетная масса 1000 м каната, кг	Расчетное разрывное усилие (не менее) кгс, для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²									
ка- ната	проволоки						120		140		160		180		200	
	цен- тральной	1-го слоя	2-го слоя		3-го слоя (наруж- ного)		суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом
			42 про- волоки	42 про- волоки												
18,0	1,10	0,80	0,80	0,60	1,00	1 245	—	—	20 100	16 500	22 600	17 950	25 150	19 450		
20,0	1,20	0,90	0,90	0,65	1,10	1 520	—	—	24 600	20 200	27 700	21 950	30 750	23 850		
22,0	1,30	1,00	1,00	0,70	1,20	1 830	—	—	29 600	24 250	33 300	26 400	37 000	28 650		
23,5	1,40	1,05	1,05	0,80	1,30	2 120	—	—	30 000	24 600	34 300	28 150	42 900	33 250		
25,5	1,60	1,15	1,15	0,85	1,40	2 495	—	—	35 300	28 950	40 350	33 100	50 450	39 100		
27,0	1,70	1,25	1,20	0,90	1,50	2 800	—	—	39 700	32 550	45 400	37 200	56 750	43 950		
29,0	1,80	1,30	1,30	0,95	1,60	3 215	—	—	45 550	37 350	52 050	42 650	65 050	50 400		
31,0	1,90	1,40	1,40	1,00	1,70	3 655	—	—	51 750	42 450	59 150	48 500	73 950	57 300		
33,0	2,00	1,50	1,50	1,10	1,80	4 155	—	—	58 900	48 300	67 350	55 200	84 150	65 200		
(34,5)	2,10	1,55	1,55	1,15	1,90	4 551	—	—	64 500	52 900	73 750	60 450	92 200	71 450		
36,5	2,20	1,60	1,60	1,20	2,00	4 965	—	—	70 400	57 750	80 450	66 000	100 500	77 950		
39,5	2,40	1,80	1,80	1,30	2,20	6 080	—	—	86 200	70 700	98 550	80 800	123 000	95 450		
42,0	2,60	1,90	1,90	1,40	2,30	6 750	—	—	95 700	78 450	109 000	89 650	136 500	105 500		
46,5	2,80	2,10	2,10	1,50	2,60	8 370	—	—	118 500	97 350	135 500	111 000	169 500	131 000		
50,5	3,00	2,30	2,30	1,70	3,00	9 910	—	—	140 500	115 000	160 500	131 500	200 500	155 500		
53,5	3,20	2,40	2,40	1,80	3,00	11 150	—	—	158 000	129 500	180 500	148 000	225 500	174 500		
58,5	3,60	2,60	2,60	2,00	3,30	13 000	—	—	184 000	150 500	210 000	172 000	236 500	183 000		
60,5	3,70	2,70	2,70	2,05	3,40	14 250	173 500	142 000	202 500	166 000	231 000	189 500	260 000	201 500		
63,0	3,80	2,80	2,80	2,20	3,60	15 800	191 500	157 000	223 500	183 500	255 500	209 500	287 500	223 000		

Таблица 4.46

Диаметр, мм					Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие (не менее), кгс, для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²									
каната	проволоки					120		140		160		180		200	
	6 про- волок	36 про- волок	90 про- волок	90 про- волок (наруж- ного)		суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом
13,5	0,7	0,65	0,50	0,7	662	—	—	—	—	10 600	9 050	11 950	9 910	13 300	10 800
15,5	0,8	0,75	0,55	0,8	851	—	—	—	—	13 650	11 600	15 350	12 700	17 100	13 900
17,0	0,9	0,85	0,60	0,9	1065	—	—	—	—	17 100	14 500	19 200	15 900	21 350	17 350
19,5	1,0	0,95	0,70	1,0	1350	—	—	—	—	21 650	18 400	24 350	20 150	21 400	22 000
21,5	1,1	1,05	0,80	1,1	1670	—	—	—	—	26 800	22 750	30 150	24 950	33 500	27 200
23,0	1,2	1,15	0,85	1,2	1961	—	—	—	—	31 500	26 750	35 450	29 300	39 400	32 000
25,0	1,3	1,20	0,90	1,3	2245	—	—	—	—	36 050	30 650	40 550	33 550	45 050	36 600
27,0	1,4	1,30	1,00	1,4	2650	—	—	—	—	42 600	36 200	47 900	39 650	53 250	43 250
29,0	1,5	1,40	1,05	1,5	3015	—	—	—	—	48 450	41 200	54 500	45 100	60 600	49 200
30,5	1,6	1,50	1,10	1,6	3405	—	—	—	—	54 700	46 500	61 550	50 950	68 400	55 600
33,0	1,7	1,60	1,20	1,7	3905	—	—	—	—	62 700	53 300	70 550	58 350	78 400	63 700
35,0	1,8	1,70	1,30	1,8	4435	—	—	—	—	71 250	60 550	80 150	66 350	89 050	72 350
39,0	2,00	1,90	1,40	2,0	5395	—	—	—	—	86 750	73 700	97 750	80 750	108 000	88 100
43,0	2,2	2,10	1,60	2,2	6675	—	—	—	—	107 000	91 150	120 500	99 850	137 000	111 000
47,0	2,4	2,30	1,70	2,4	7845	—	—	—	—	126 000	107 000	141 500	117 000	157 500	128 000
50,0	2,6	2,50	1,80	2,6	9110	—	—	—	—	146 000	124 000	164 500	136 000	183 000	148 500
54,0	2,8	2,60	2,00	2,8	10600	—	—	—	—	170 000	144 500	191 500	158 500	212 500	173 000
58,0	3,0	2,80	2,10	3,0	12060	145 000	123 500	149 000	126 500	193 500	164 500	218 000	180 500	242 000	196 500
62,0	3,2	3,00	2,30	3,2	13950	168 000	142 500	169 000	144 000	224 000	190 000	252 000	204 500	—	—

Таблица 4.47

Диаметр, мм						Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие, кгс, для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²							
каната	проволоки						120		140		160		180	
	6 про- волок	36 про- волок	36 про- волок	36 про- волок	108 про- волок		суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом
33,5	1,7	1,6	1,7	1,3	1,5	4 000	—	—	56 850	46 600	65 000	53 300	73 100	58 000
35,5	1,8	1,7	1,8	1,4	1,6	4 540	—	—	64 550	52 900	73 750	60 500	83 000	65 800
39,0	2,0	1,9	2,0	1,5	1,7	5 341	—	—	75 950	62 300	86 800	71 200	97 650	77 450
42,0	2,2	2,1	2,2	1,6	1,9	6 525	—	—	92 800	76 100	106 000	86 950	119 000	94 650
49,5	2,5	2,4	2,5	1,9	2,2	8 676	—	—	123 000	101 000	141 000	115 500	158 500	125 500
54,0	2,8	2,6	2,8	2,1	2,4	10 500	127 500	104 500	148 500	122 000	170 000	139 000	191 000	151 500
58,5	3,0	2,8	3,0	2,3	2,6	12 250	148 500	122 000	173 500	142 500	198 500	162 500	223 000	177 000
62,5	3,2	3,0	3,2	2,4	2,8	14 000	170 000	139 500	198 500	163 000	227 000	186 000	255 500	198 000

Таблица 4.48

каната	Диаметр, мм					Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие, (не менее), кгс. для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²									
	проволоки						120		140		160		180		200	
	6 прово-лок	центральной	1-го слоя (внутреннего)	2-го слоя (наружного)			суммарное всех проволок	каната в целом	суммарное всех проволок	каната в целом	суммарное всех проволок	каната в целом	суммарное всех проволок	каната в целом	суммарное всех проволок	каната в целом
16,5	1,20	1,10	0,90	1,20	1 025	—	—	14 600	12 400	16 700	14 200	18 800	15 550	20 900	16 950	
18,0	1,30	1,20	1,00	1,30	1 220	—	—	17 450	14 800	19 995	16 950	22 450	18 550	24 900	20 250	
19,5	1,40	1,30	1,05	1,40	1 405	—	—	20 100	17 050	22 950	19 500	25 800	21 350	28 700	23 300	
21,0	1,50	1,40	1,15	1,50	1 635	—	—	23 350	19 850	26 700	22 700	30 050	24 850	33 400	27 100	
22,5	1,60	1,50	1,20	1,60	1 850	—	—	26 400	22 450	30 200	25 650	33 950	28 100	37 750	30 650	
24,0	1,70	1,60	1,30	1,70	2 110	—	—	30 150	25 600	34 450	29 300	38 750	32 050	43 050	35 000	
25,5	1,80	1,70	1,40	1,80	2 390	—	—	34 150	29 000	39 000	33 150	43 900	36 300	48 800	39 650	
28,0	2,00	1,90	1,30	2,00	2 911	—	—	41 650	35 400	47 600	40 450	53 550	44 300	59 500	48 350	
30,5	2,20	2,10	1,60	2,20	3 490	—	—	49 900	42 400	57 050	48 500	64 200	53 100	71 300	57 950	
32,0	2,30	2,20	1,70	2,30	3 845	—	—	55 000	46 750	62 850	53 450	70 750	58 500	78 600	63 850	
33,5	2,40	2,30	1,80	2,40	4220,8	—	—	60 350	51 300	68 950	58 600	77 600	64 200	86 200	70 050	
37,0	2,60	2,50	2,00	2,60	5 016	—	—	71 750	61 000	82 000	69 700	92 300	76 350	102 500	83 300	
39,5	2,80	2,60	2,20	2,80	5 740	70 350	59 800	82 100	69 800	93 850	79 750	105 500	87 350	117 000	95 300	
42,0	3,00	2,80	2,30	3,00	6 535	80 150	68 100	93 500	79 500	106 500	90 850	120 000	99 500	133 500	108 500	
44,5	3,20	3,00	2,40	3,20	7 385	90 600	77 000	105 500	89 850	120 500	102 500	135 500	110 000	—	—	
47,5	3,40	3,20	2,60	3,40	8 431	103 000	87 900	120 500	102 500	137 500	117 000	155 000	126 000	—	—	
51,0	3,60	3,40	2,80	3,60	9 546	117 000	99 550	136 500	116 000	156 000	132 500	175 500	142 500	—	—	
56,0	4,00	3,80	3,00	4,00	11 650	142 500	121 000	166 500	141 500	190 000	161 500	214 000	174 000	—	—	

дится во всех случаях на точку набегания каната на направляющий копровый шкив при крайнем нижнем положении полностью загруженного подъемного сосуда, если уравновешивающий канат отсутствует или его линейный вес меньше линейного веса головного каната (I вариант), или в крайнем верхнем положении грузеного сосуда, если линейный вес уравновешивающего каната превосходит линейный вес головного каната (II вариант). При этом линейный вес головного каната для I варианта (рис. 4.123, а) определяется по формуле

$$p = \frac{Q_{гр} + Q_c}{\frac{\sigma_B}{m\gamma_0} - (H + h)} + p(H + h), \quad [Q_{ст} = Q_{гр} + Q_c + p(H + h)], \quad (4.38)$$

а для II варианта (рис. 4.123, б) — согласно выражению

$$p = \frac{Q_{гр} + Q_c}{\frac{\sigma_B}{m\gamma_0} - \lambda(H + h)} + p\lambda(H + h_n) + ph, \quad (4.39)$$

где $Q_{гр}$, Q_c — соответственно веса транспортируемого груза и сосуда (скипа или клетки с учетом прицепных устройств); σ_B — временное сопротивление разрыву металла проволок; m — запас прочности; γ_0 — приведенная плотность каната, зависящая от плотности металла проволок и конструкции каната; λ — отношение линейного веса уравновешивающего каната к линейному весу головного каната ($\lambda > 1$); H — высота подъема; h — расстояние от верхней приемной площадки до оси копро-

вого шкива; h_n — длина петли уравновешивающего каната.

Для круглопрядных канатов двойной свивки $\gamma_0 = 9400$ кгс/м³, для канатов закрытой конструкции $\gamma_0 = 8700$ кгс/м³, для трехграннопрядных канатов $\gamma_0 = 9200$ кгс/м³.

В формулах (4.38) и (4.39) согласно правилам безопасности $m = 6,5$ — при грузовом подъеме, $m = 7,5$ — при грузо-людском подъеме, $m = 9,0$ — при подъеме людей.

В соответствии с рассчитанными значениями линейного веса каната p по формулам (4.38) и (4.39), а также согласно принятому в расчете значению σ_B подбирают из соответствующего ГОСТа канат с ближайшим большим линейным весом. Затем по формуле (4.37) подсчитывают фактический запас прочности каната.

Для шахт глубиной более 600 м Правилами безопасности допускается производить расчет канатов по переменным запасам прочности. Суть расчета состоит в том, что линейный вес каната определяется по формуле

$$p = m_0 \frac{\gamma_0 (Q_{гр} + Q_c)}{\sigma_B}, \quad (4.40)$$

где $m_0 = 8,5$ — при грузовом подъеме, $m_0 = 10$ — при грузо-людском подъеме, $m_0 = 13$ — при людском подъеме.

Фактический запас прочности каната при этом определяется согласно выражению

$$m = \frac{m_0}{1 + m_0 \frac{\gamma_0}{\sigma_B} (H + h)}, \quad (4.41)$$

т. е. с увеличением высоты подъема запас прочности уменьшается, однако величина m не должна быть менее 4,5 для грузовых подъемов и менее 5 для людских и грузо-людских подъемов.

При расчете каната для вертикальных стволов глубиной более 600 м вместо формулы (4.40) можно пользоваться соотношением

$$P_c = m_0 (Q_c + Q_{гр})$$

и по расчетному значению суммарного разрывного усилия P_c из ГОСТа выбирать канат с ближайшим большим значением P_c , а затем определять фактический запас прочности по формуле (4.37).

В основе расчета каната по шкале переменных запасов прочности лежит следующий принцип.

С увеличением высоты подъема верхнее сечение каната воспринимает возрастающую нагрузку от собственного веса (при постоянном весе груза и сосуда), но вместе с тем и увеличиваются амплитуды динамических сил, обуслов-

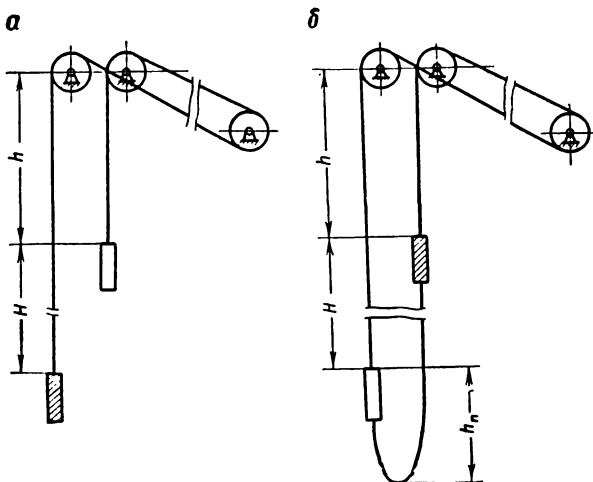


Рис. 4.123. Общая схема неуравновешенных и уравновешенных барабанных подъемных установок

ленных колебаниями распределенной по всей длине массы каната. Для сохранения примерно постоянного значения амплитуд динамических сил следует соответствующим образом уменьшать массу каната по сравнению с теми значениями, которые получаются при расчете каната с постоянным запасом прочности. Исходя из этого фактический запас прочности будет зависеть от длины каната таким образом, что при увеличении длины значение m уменьшается, как видно из формулы (4.41).

Важным параметром, определяющим работоспособность каната, является отношение диаметра шкива и барабана к диаметру каната $\frac{D}{d}$.

Это отношение для барабанных подъемных установок регламентируется правилами безопасности $\frac{D}{d} \geq 79$.

Уменьшение этого значения влечет за собой увеличение изгибных и контактных напряжений в проволоках, что обуславливает более быстрый выход каната из строя.

При расчете каната для наклонных подъемных установок необходимо учитывать угол наклона выработки к горизонту α и силы трения при движении сосуда и каната. В этом случае максимальное значение статической нагрузки составляет (рис. 4.124)

$$Q_{ст} = (Q_{гп} + Q_c) (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + p(L + l) (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha), \quad (4.42)$$

где f_1 — коэффициент сопротивления движению подъемного сосуда; f_2 — коэффициент тре-

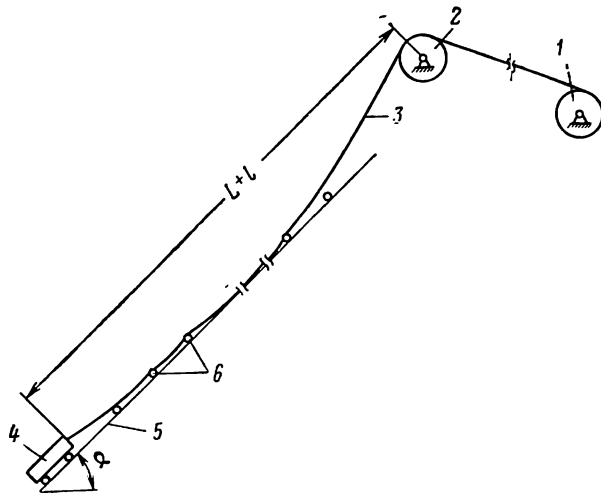


Рис. 4.124. Общая схема подъемной установки наклонного ствола:

1 — подъемная машина; 2 — направляющий шкив; 3 — подъемный канат; 4 — подъемный сосуд; 5 — поверхность почвы; 6 — поддерживающий ролик

ния при перемещении каната по роликам и почве; L — длина подъема; l — расстояние от верхней приемной площадки до оси копровых шкивов.

Линейный вес каната определяется с помощью соотношений (4.42) и (4.37):

$$p = \frac{Q_0 (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha)}{\frac{\sigma_B}{m\gamma_0} - (L + l) (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha)}.$$

Рекомендуется принимать

$$f_1 = 0,01, f_2 = 0,2.$$

По расчетному значению линейного веса выбирается канат по соответствующему ГОСТу, откуда выписываются данные о диаметре каната, его конструкции, фактическом линейном весе и суммарное разрывное усилие. Затем по формуле (4.37) определяется фактический запас прочности каната.

Для условий наклонного подъема наиболее приемлемыми являются круглопрядные канаты, соответствующие: ГОСТ 7665—69 ЛК-3 6×25 (1 + 6; 6 + 12) + 1 о. с. (рис. 4.122, а, табл. 4.44); ГОСТ 7668—69 ЛК-РО 6×36 (1 + 7 + 7/7 + 14) + 1 о. с. (рис. 4.125, б; табл. 4.45); ГОСТ 3077—69 ЛК-О 6×19 (1 + 9 + 9) + 1 о. с. (рис. 4.125, а, табл. 4.49); ГОСТ 3078—69 ТЛК-О 6×27 (1 + 6 + 10) + 1 о. с. (рис. 4.125, б); ГОСТ 7679—69 ТЛК-О 6×31 (1 + 6 + 12 + 12) + 1 о. с. (рис. 4.125, в, табл. 4.50).

При этом должны применяться канаты только крестовой свивки с предварительной деформацией прядей (нераскручивающихся).

Расчет канатов для наклонного подъема по шкале переменных запасов прочности не производится.

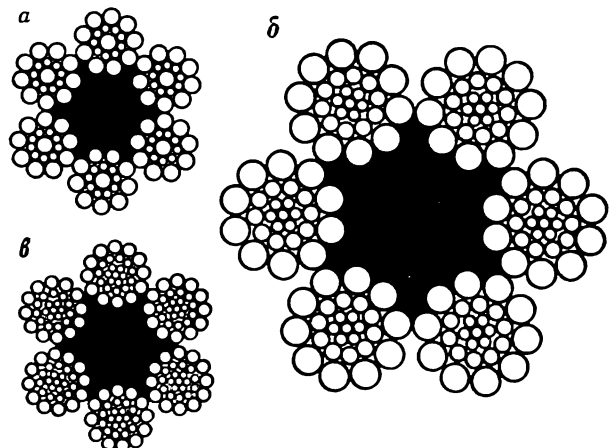


Рис. 4.125. Канаты подъемных установок наклонных стволов

Таблица 4.49

Диаметр, мм				Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие (не менее), кгс, для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²							
проволоки			140		160		180		200			
кон- трольной	1-го слоя (внутрен- него)	2-го слоя (наруж- ного)	суммарное всех проволок		каната в целом	суммарное всех проволок	каната в целом	суммарное всех проволок	каната в целом	суммарное всех проволок	каната в целом	
6 про- волоков	54 про- волока	54 про- волоки										
12,0	1,05	0,50	0,95	530	—	—	8 650	7 350	9 730	8 050	10 800	8 785
13,0	1,10	0,55	1,00	597,5	—	—	9 750	8 285	10 950	9 075	12 150	9 900
14,0	1,20	0,60	1,10	719	—	—	11 700	9 975	13 200	10 900	14 650	11 000
15,0	1,30	0,65	1,20	852,5	—	—	13 900	11 800	15 650	12 950	17 350	14 100
16,5	1,40	0,70	1,30	996,5	14 200	12 050	16 250	13 800	18 300	15 100	20 350	16 500
17,5	1,50	0,75	1,40	1 155	16 450	13 950	18 800	15 950	21 150	17 500	23 500	19 100
19,5	1,70	0,85	1,50	1 370	19 550	16 600	22 350	18 950	25 100	20 800	27 900	22 650
20,5	1,80	0,90	1,60	1 551	22 100	18 800	25 300	21 500	28 450	23 550	31 600	25 700
22,0	1,90	0,95	1,70	1 745	24 850	21 150	28 450	24 150	32 000	26 450	35 550	28 900
23,0	2,00	1,00	1,80	1 950	27 800	23 600	31 750	27 000	35 750	29 550	39 700	32 250
25,5	2,20	1,10	2,00	2 390	34 100	29 000	39 000	33 150	43 350	36 300	48 750	39 600
28,0	2,40	1,20	2,20	2 880	41 050	34 900	46 950	39 900	52 800	43 700	58 650	47 650
30,5	2,60	1,30	2,40	3 410	48 650	41 350	55 650	47 300	62 600	51 800	69 550	56 500
32,5	2,80	1,40	2,60	3 990	56 900	48 400	65 050	55 300	73 200	60 550	81 350	66 050
35,0	3,00	1,50	2,80	4 610	65 800	55 950	75 250	64 650	82 000	69 800	94 050	76 400
(37,0)	3,20	1,60	2,90	5 035	71 850	61 100	82 150	69 800	92 400	76 450	102 500	84 950
39,0	3,40	1,70	3,00	5 476	78 200	66 450	89 350	75 950	100 500	83 200	111 500	90 750
41,0	3,60	1,80	3,20	6 201	88 550	75 300	101 000	86 050	113 500	92 500	—	—
43,5	3,80	1,90	3,40	6 975	99 550	84 650	113 500	96 750	128 000	104 000	—	—
46,0	4,00	2,00	3,60	7 790	111 000	94 550	127 000	108 000	143 000	116 000	—	—

Таблица 4.50

кана- та	Диаметр				Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие (не менее), кгс, для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²									
	проволоки					120		140		160		180		200	
	цен- тральной	1-го слоя	2-го слоя	3-го слоя (наруж- ного)		суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех про- волок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом	суммар- ное всех проволок	каната в целом
6 про- волок	36 про- волок	72 про- волоки	72 про- волоки												
12,5	0,55	0,50	0,50	0,75	524	—	—	—	—	8 710	7 400	9 795	8 105	10 850	8 845
13,5	0,60	0,55	0,55	0,85	656,5	—	—	—	—	10 900	9 275	12 250	10 150	13 600	11 050
15,0	0,65	0,60	0,60	0,95	804	—	—	—	—	13 350	11 350	15 000	12 400	16 700	13 550
16,0	0,70	0,65	0,65	1,00	911	—	—	—	—	15 150	12 850	17 000	14 100	18 900	15 350
17,5	0,75	0,70	0,70	1,10	1 085	—	—	15 750	13 400	18 000	15 300	20 250	16 750	22 500	18 300
18,5	0,80	0,75	0,75	1,15	1 210	—	—	17 550	14 900	20 050	17 050	22 550	18 650	25 100	20 350
19,5	0,85	0,80	0,80	1,20	1 340	—	—	19 450	16 550	22 250	18 900	25 000	20 700	27 800	22 600
21,0	0,90	0,85	0,85	1,30	1 546	—	—	22 450	19 100	25 700	21 850	28 900	23 900	32 100	26 100
22,5	0,95	0,90	0,90	1,40	1 746	—	—	24 700	21 800	29 400	24 950	33 050	27 250	36 750	29 850
26,0	1,10	1,05	1,05	1,60	2 350	—	—	34 150	29 000	39 000	33 150	43 900	36 300	48 750	39 000
28,5	1,20	1,15	1,15	1,80	2 910	—	—	42 300	35 950	48 300	41 050	54 350	45 000	60 400	49 100
30,0	1,30	1,20	1,20	1,90	3 216	—	—	46 750	39 750	53 450	45 450	60 150	49 750	66 850	54 300
32,5	1,40	1,30	1,30	2,00	3 645	—	—	53 000	45 050	60 600	51 500	68 150	56 400	75 750	61 550
35,0	1,50	1,40	1,40	2,20	4 335	—	—	63 050	53 600	72 050	61 250	81 050	67 000	90 100	73 200
37,5	1,60	1,50	1,50	2,30	4 830	—	—	70 250	59 700	80 300	68 250	90 350	74 750	100 000	81 550
40,0	1,70	1,60	1,60	2,50	5 620	—	—	81 750	69 500	93 450	79 400	105 000	87 000	116 500	94 900
42,0	1,80	1,70	1,70	2,60	6 185	—	—	89 950	76 450	102 500	87 400	115 500	95 700	128 500	104 000
45,0	1,90	1,80	1,80	2,80	7 075	—	—	102 500	87 450	117 500	99 950	132 000	109 500	147 000	119 000
47,5	2,00	1,90	1,90	3,00	8 025	—	—	116 500	99 200	133 000	113 000	150 000	124 000	166 500	135 500
50,5	2,10	2,00	2,00	3,20	9 035	112 500	95 750	131 000	111 500	150 000	127 500	169 000	137 000	—	—
54,5	2,30	2,20	2,20	3,40	10 500	130 500	111 000	152 000	129 500	174 000	148 000	196 000	159 000	—	—
57,5	2,40	2,30	2,30	3,60	11 650	145 000	123 000	169 000	143 500	193 000	164 000	217 500	176 500	—	—
60,0	2,50	2,40	2,40	3,80	12 850	160 000	136 000	186 500	158 500	213 500	181 500	240 000	195 000	—	—

Канаты наклонных подъемных установок находятся в трудных эксплуатационных условиях, что вызывает необходимость частой их замены. Специфика наклонного подъема обуславливается следующими обстоятельствами:

постоянное трение каната о почву и путевые ролики, которые зачастую заклиниваются и не выполняют своих функций;

искривление наклонного ствола нередко приводит к тому, что канат в некоторых местах трется о кровлю и боковые стенки выработки;

соприкосновение каната с почвой вызывает его загрязнение и проникновение коррозирующих веществ внутрь каната;

при малых углах наклона ствола в режимах торможения машины (особенно при аварийном) возможны резкие ослабления натяжения каната с последующим рывком, что отрицательно сказывается на работоспособности каната;

многослойная навивка каната на барабан в два-три слоя при отсутствии упорядоченной укладки каната в каждом слое обуславливает дополнительные условия, способствующие износу каната и усталостному разрушению.

Все эти факторы обуславливают довольно малый срок службы канатов на наклонном подъеме. По имеющимся статистическим данным срок службы канатов составляет 100—200 дней, а в некоторых случаях — менее 100 дней. Основная причина столь малого эксплуатационного ресурса канатов — в интенсивном истирании наружных проволок. Поэтому для условий наклонного подъема рекомендуется применять канаты с увеличенными диаметрами наружных проволок в прядях.

Канаты подъемных машин со шкивами трения

Для подъемных машин со шкивами трения наиболее подходящими являются трехгранно-прядные канаты, изготавливаемые по ГОСТ 3085—69 6×30 ($6 + 12 + 12$) + 1 о. с. (рис. 4.126, а, табл. 4.51), а также канаты закрытой конструкции в соответствии с ГОСТ 10506—63 (рис. 4.126, б, табл. 4.52), ГОСТ 10507—63 (рис. 4.126, в, табл. 4.53), ГОСТ 10508—63 (рис. 4.126, г).

Применяются также канаты круглопрядные с линейным касанием проволок. На многоканатные подъемные установки для обеспечения наиболее равномерной вытяжки должны навешиваться канаты одного типа, диаметра, конструкции, изготовленные на одном заводе, с одинаковой маркой проволоки. Разбег разрывных усилий между отдельными канатами не должен превышать 5%.

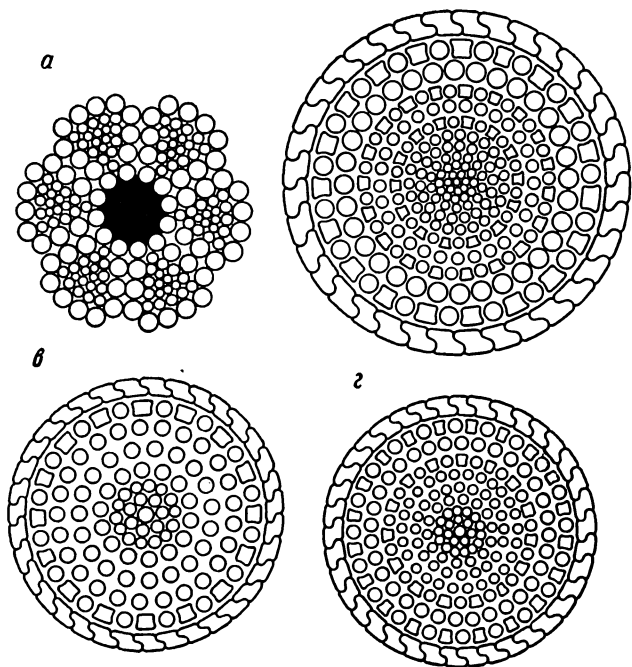


Рис. 4.126. Канаты трехграннопрядные и закрытой конструкции

На многоканатной подъемной установке должны навешиваться канаты как правой, так и левой свивки с целью предотвращения одностороннего износа проводников от действия крутящего момента на сосуд, а также устранения предварительной деформации упругих элементов роликовых направляющих устройств на сосуде. Важное значение для многоканатного подъема имеет предварительная вытяжка канатов, при которой обеспечиваются минимальное эксплуатационное остаточное удлинение канатов и их синхронное равномерное удлинение при перемотке через канатопроводящий шкив.

Как в одноканатном подъеме со шкивом трения (система Кепе), так и в многоканатном подъеме со шкивом трения важным требованием является обеспечение необходимой тяговой способности канатопроводящих шкивов, т. е. необходимой силы трения между канатами и приводным шкивом (рис. 4.127). При значительных глубинах шахт одним из условий для создания необходимой тяговой способности является обязательное использование уравнивающих канатов. Кроме того, необходимо, чтобы соблюдались следующие требования:

угол обхвата шкива каната α должен быть не менее 180° ; статический запас трения против скольжения $\mu_{ст} \geq 1,75$; динамический запас

Таблица 4.51

каната	Диаметр, мм			Расчетная масса 1000 м мазанного каната, кг	Суммарное расчетное разрывное усилие всех проволок в канате (не менее), кгс, для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²			
	проволоки				140	160	180	200
	цент- ральной	1-го слоя	2-го слоя (наруж- ного)					
	36 про- волоков	72 про- волоки	72 про- волоки					
18,0	0,70	0,80	1,3	1 568	18 400	21 050	23 700	26 350
19,0	0,75	0,85	1,4	1 684	21 200	24 250	27 300	30 300
20,0	0,80	0,90	1,5	2 058	24 200	27 650	31 100	34 600
21,5	0,85	0,95	1,6	2 328	27 400	31 300	35 200	39 150
23,0	0,90	1,00	1,7	2 614	30 750	35 150	39 150	43 950
25,0	1,00	1,10	1,8	3 014	35 200	40 250	45 250	50 300
27,5	1,10	1,20	2,0	3 681	43 050	49 200	55 350	61 500
30,0	1,20	1,30	2,2	4 415	51 650	59 050	66 450	73 850
33,0	1,30	1,50	2,4	5 392	63 400	72 450	81 500	90 550
35,5	1,40	1,60	2,6	6 272	73 750	84 300	94 850	105 000
33,5	1,50	1,70	2,8	7 219	84 900	97 050	109 000	121 000
40,5	1,60	1,80	3,0	8 333	96 900	110 500	124 500	138 000
43,5	1,70	1,90	3,2	9 315	109 500	125 000	140 500	—

Таблица 4.52

Диаметр каната, мм	Проволока						Общее число	Масса 100 м каната, кг	Суммарное расчетное разрывное усилие всех проволок в канате (не менее), кгс, для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²			
	круглая		клиновидная		зетообразная				110	120	130	140
	диаметр, мм	число	высота, мм	число	высота, мм	число						
38,5	3,3	19	5	17	6	18	54	855	110 000	120 000	130 000	140 000
40,5	3,7	19	5	18	6	19	56	950	122 900	134 100	145 300	156 500
42,5	4,1	19	5	19	6	20	58	1 030	133 000	145 000	157 300	169 400
45,0	4,6	19	5	20	6	21	60	1 150	150 000	162 000	176 200	189 800
45,0	3,55	37	5	22	6	22	81	1 250	161 000	175 000	189 800	204 400
51,0	4,1	37	5	24	6	24	85	1 450	190 000	207 000	224 200	241 500

трения против скольжения в период пуска машины $\mu_{\text{дин}} \geq 1,25$.

Запас трения против скольжения определяется по формулам:

в период пуска машины при груженом сосуде, находящемся внизу,

$$\mu_{\text{дин}} = \frac{S_2 (e^{f\alpha} - 1)}{S_1 - S_2};$$

в период равномерного хода машины

$$\mu_{\text{ст}} = \frac{S_2' (e^{f\alpha} - 1)}{S_1' - S_2'};$$

$$S_1 = (Q_c + Q_{rp})(1 + k) + h_n n_y q + (h + H) np + \frac{a}{g} [Q_c + Q_{rp} + h_n n_y q + (h + H) np + nG_{ш}^{(1)}];$$

$$S_2 = Q_c (1 - k) + hnp + (h_n + H) n_y q - \frac{a}{g} [Q_c + hnp + (H + h_n) n_y q + nG_{ш}^{(2)}];$$

$$S_1' = (Q_c + Q_{rp})(1 + k) + (h_n + z) n_y q + (h + H - z) np;$$

$$S_2' = Q_c (1 - k) + (h + z) np + (h_n + H - z) n_y q,$$

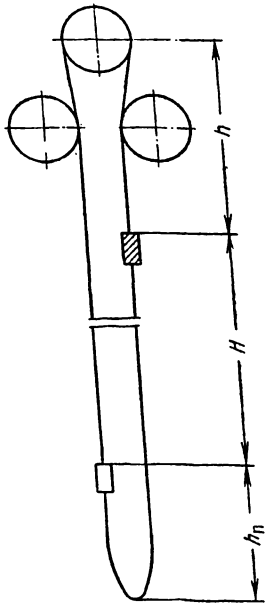


Рис. 4.127. Общая схема установки со шкивом трения

вешивающих канатов; n и n_y — число головных и уравновешивающих канатов; f — коэффициент трения (сцепления) канатов с футеровкой канатоведущих шкивов; $k \leq 1,15$; $0 \leq z \leq H$.

Расчетная статическая нагрузка на канат в наиболее нагруженном месте (в точке набегания каната на шкив в случае $p > q$ при нижнем положении груженого сосуда и в случае $q > p$ при верхнем положении груженого сосуда определяется по формулам:

$$Q_{св} = \frac{Q_c + Q_{гр}}{n} + (H + h)p + h_n q \frac{n_y}{n}; \text{ при } (p > q);$$

$$Q_{ст} = \frac{Q_c + Q_{гр}}{n} + hp + (H + h_n)q \frac{n_y}{n} \text{ при } (p < q).$$

При этом линейный вес головных канатов определится согласно выражениям:

$$p = \frac{Q_c + Q_{гр}}{n \left[\frac{\sigma_b}{m\gamma_0} - (H + h) \right] h \lambda n_y} \text{ при } (p > q); \quad (4.43)$$

$$p = \frac{Q_c + Q_{гр}}{n \left[\frac{\sigma_b}{m\gamma_0} - h - \lambda \frac{n_y}{n} (H + h_n) \right]} \text{ при } (p < q), \quad (4.44)$$

где $\lambda = \frac{q}{p}$ — отношение линейных весов уравновешивающего и головного канатов.

Запас прочности m для установок со шкивами трения регламентируется правилами безопасности и составляет $m = 8$ — для подъемных установок типа системы Кепе (людских, грузо-

где S_1, S'_1 — суммарное натяжение поднимающихся ветвей канатов в точках набегания на шкив при пуске машины и при равномерном движении; S_2, S'_2 — суммарное натяжение опускающихся ветвей канатов в точках сбегания со шкива при пуске машины и при равномерном движении; a — ускорение движения сосудов; $G_{ш}^{(1)}, G_{ш}^{(2)}$ — приведенные к окружности желоба веса отклоняющих шкивов на поднимающихся и опускающихся ветвях канатов; p и q — соответственно линейные веса головных и уравно-

Таблица 4.53

Диаметр каната, мм	Проволока								Общее число	Масса 100 м каната, кг	Суммарное разрывное усилие всех проволок в канате (не менее), кгс, для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²	
	круглая		клиновидная				зетообразная				110	120
	диаметр, мм	число	1-й слой		2-й слой		высота, мм	число				
			высота, мм	число	высота, мм	число						
50	3,6	19	5	18	5	24	6	24	85	1 495	196 900	214 800
52	4,0	19	5	19	5	26	6	25	89	1 635	215 600	235 200
54	4,4	19	5	20	5	27	6	26	92	1 730	228 000	248 000
55	3,4	37	4,5	21	5	27	6	26	111	1 770	228 250	249 000
60	4,1	37	4,5	24	5	30	6	28	119	1 980	263 000	287 000
65	3,7	61	4,5	26	5	33	6	30	150	2 370	313 000	342 000
70	4,3	61	4,5	30	5	33	6	37	161	2 720	362 000	395 000

людских и грузовых) и многоканатных подъемных установок; $m = 7$ — для грузовых многоканатных подъемных установок.

По рассчитанным значениям p согласно формулам (4.43) и (4.44) подбирается соответствующий канат из ГОСТов и по формуле (4.37) определяется запас прочности.

Для стволов глубиной более 600 м правилами безопасности допускается расчет канатов для машин со шкивами трения по переменным запасам прочности согласно соотношению

$$P_c = m_0 \frac{Q_c + Q_{гр}}{n},$$

где $m_0 = 11,5$ для подъемных установок типа системы Кепе (людских, грузо-людских и грузовых), а также для людских и грузо-людских многоканатных подъемных установок; $m_0 = 9,5$ для многоканатных грузовых подъемных установок.

Расчет канатов для многоканатных подъемных установок производится в предположении одинакового распределения усилий во всех канатах. Однако в процессе эксплуатации в силу различного рода обстоятельств (неравномерность вытяги канатов и различия их механических и геометрических параметров, различия в радиусах проточки канатопроводящих шкивов и других факторов) канаты нагружаются по-разному. При этом правилами безопасности допускается относительная перегрузка канатов в нижнем положении сосудов до 15% и в верхнем — до 25%. В противном случае требуется проведение работ по регулировке распределения нагрузок на канаты.

Контроль натяжения канатов осуществляется так называемым волновым методом, основанным на измерении времени прохождения поперечной упругой волны колебаний по канату. Так как скорость прохождения упругой волны зависит от натяжения каната, то по величинам рассогласования времен судят о степени неравномерности натяжения канатов.

Эффективным методом определения натяжения канатов является также механический, основанный на использовании специальных динамометров.

Выбор рационального числа канатов при многоканатном подъеме осуществляется по формуле

$$n = \frac{g}{D} \frac{D}{d} \sqrt{\frac{H}{\pi k_3 \gamma_0}},$$

где $\frac{D}{d} \geq 79$ и $\frac{D}{d} \geq 95$ соответственно в отсутствие и при наличии отклоняющих шкивов; $g = 9,8$ м/с²; d — диаметр каната; D — диа-

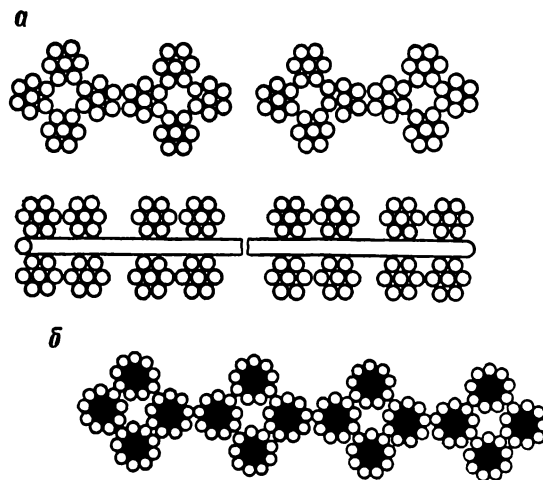


Рис. 4.128. Плоские уравнивающие канаты

метр шкива трения; $k_3 = 0,7 \div 0,8$ — коэффициент заполнения сечения каната проволоками; H — высота подъема; γ_0 — плотность каната.

Для канатов закрытой конструкции во всех случаях рекомендуется принимать отношение $\frac{D}{d} \geq 100$.

Уравнивающие канаты

В качестве уравнивающих канатов на шахтном подъеме применяются плоские канаты, изготовленные по ГОСТ 3091—69 $8 \times 4 \times 7$ (1+6) (рис. 4.128, а, табл. 4.54), ГОСТ 3092—69 $8 \times 4 \times 9$ (0+9)+32 о. с. (рис. 4.128, б, табл. 4.55).

Применяются также круглопрядные канаты крестовой свивки с предварительной деформацией прядей (нераскручивающиеся, а также малокрутящиеся канаты по ГОСТ 3088—69). Имеется также положительный опыт эксплуатации плоских резинотросовых лент, представляющих собой ряд тросов из латунированной проволоки, выложенных в одной плоскости, не соединенных между собой и зафиксированных в своем положении общей резиновой оболочкой прямоугольного сечения. Для устойчивости каната против осевой закрутки в каждой паре рядом расположенных тросов направление свивки проволок различное.

Основное назначение уравнивающих канатов состоит в уравнивании статического момента на валу двигателя, а также для обеспечения необходимого сцепления каната со шкивом трения независимо от положения подъемных сосудов в стволе.

Длина уравнивающих канатов должна быть такой, чтобы при условии переподъема

Таблица 4.54

Размеры каната, мм		Диаметр проволоки, мм		Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Суммарное расчетное разрывное усилие всех проволок в канате (не менее), кгс, для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²			
ширина	толщина	центральной	в слое		140	160	180	200
		32 проволоки	192 проволоки					
72	11,5	1,3	1,2	2 665	36 300	41 500	46 700	51 900
83	13,5	1,5	1,4	3 476	49 250	56 300	63 350	70 400
95	15,5	1,7	1,6	4 530	64 200	73 350	82 550	91 700
107	17,5	1,9	1,8	5 720	81 100	92 650	104 000	115 500
119	19,5	2,1	2,0	7 050	99 950	114 000	128 500	1 425 000

Таблица 4.55

Размеры каната, мм		Диаметр проволоки, мм	Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Суммарное разрывное усилие всех проволок в канате, кгс, для маркировочных групп по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²			
ширина	толщина	288 проволоки		120	140	160	180
			124				
139	22,5	1,80	7 690	—	102 000	117 000	131 500
154	25,0	2,00	9 430	—	126 500	144 000	162 500
170	27,5	2,20	11 500	131 000	153 000	175 000	196 500
186	30,5	2,40	13 610	156 000	182 000	208 000	234 500
202	33,0	2,60	16 000	183 000	214 000	244 500	275 000
217	35,5	2,80	18 550	212 500	248 000	283 500	319 000
233	38,0	3,00	21 260	244 000	285 000	325 500	366 000

сосуда выше верхней приемной площадки исключалась возможность обрыва каната при его зацеплении с брусками в зумпфе, устанавливаемыми для предотвращения закручиваний каната. Петля каната не должна затапливаться водой.

На барабанных подъемных установках и установках типа системы Кепе, как правило, применяют один уравновешивающий канат. В многоканатных установках число уравновешивающих канатов должно быть не менее двух.

Уравновешивающий канат несет статическую нагрузку лишь от собственного веса, поэтому расчет его на прочность не производится, а линейный вес каната принимается в зависимости от линейного веса головных канатов.

При движении подъемных сосудов с достаточно большими скоростями (более 12 м/с) и при значительной длине уравновешивающих канатов (свыше 1000 м) наблюдаются интенсивные поперечные и крутильные их колебания, что создает неблагоприятные условия для эксплуатации (интенсивное истирание проволок

каната при соударении с элементами армировки и крепью ствола, усталостное разрушение проволок у прицепных устройств из-за интенсивных поперечно-крутильных колебаний каната и массивных жимков, спутывание ветвей канатов и зацепление их за элементы армировки).

Обеспечение надежной эксплуатации систем с уравновешивающими канатами возможно при решении следующих вопросов, актуальность которых особенно велика в связи с перспективным увеличением интенсивности подъемных установок и переходом на разработку глубоких горизонтов: создание плоских, круглопрядных, резинотросовых канатов с полностью уравновешенными внутренними силовыми факторами (нераскручивающиеся, некрутящиеся) и одинаковыми механическими свойствами в любом сечении; создание инженерного метода расчета уравновешивающих канатов в зависимости от собственных жесткостных, свивочных параметров и конструкции каната, его длины, скорости движения подъемных сосудов и геометрии петли каната.

§ 10. Канаты в вертикальных шахтных стволах

Проводниковые и отбойные канаты

Проводниковые канаты служат для направления подъемных сосудов при их движении по стволу. Применяются они на подъемных установках эксплуатационных шахт и на проходческих бадьевых подъемных установках.

В качестве канатных проводников эксплуатационных шахт должны применяться канаты закрытой конструкции, имеющие в наружном слое проволоки z-образного профиля высотой не менее 5 мм, а также круглопрядные нераскручивающиеся однослойные канаты крестовой свивки, имеющие наружные проволоки диаметром не менее 2 мм.

Все три конструкции закрытых канатов с высотой z-образных проволок 5 и 6 мм согласно ГОСТ 3090—73, ГОСТ 7675—73, ГОСТ 7676—73 могут использоваться в качестве направляющих. По условию износостойкости к истиранию и коррозии закрытые проводниковые канаты наиболее предпочтительны. Однако по способу свивки согласно указанным стандартам эти канаты изготавливаются только раскручивающимися. Это означает, что при обрыве наружной проволоки фасонного сечения существует вероятность выхода концов проволоки из «замка» с последующим образованием так называемой «куклы», которая неизбежно приведет к зависанию сосуда с напуском головного каната при движении сосуда вниз или же проводниковый канат, деформируясь, будет препятствовать движению подъемного сосуда вверх. Поэтому до освоения производства нераскручивающихся закрытых канатов их рекомендуется использовать только на грузовых подъемных установках.

На людских и грузо-людских установках в качестве проводниковых следует применять прядевые оцинкованные по группе ЖС канаты с многопрядным металлическим сердечником, изготавливаемые по ГОСТ 7667—69 и ГОСТ 7669—69 с маркировочной группой по временному сопротивлению разрыву проволок 140 кгс/мм².

Диаметр проводниковых канатов эксплуатационных шахт должен быть не менее 32 мм для одноканатных подъемных установок и многоканатных при концевых нагрузках до 25 т и при глубине стволов до 800 м, не менее 38 мм для установок при глубине 1200 м и не менее 45 мм при большей глубине.

Верхние концы проводниковых канатов эксплуатационных шахт закрепляются на специально усиленном устройстве в копре. Крепле-

ние должно производиться в специальных клиновых зажимных устройствах, позволяющих осуществлять поворот и продольное перемещение каната. Использование конических муфт с заливкой металла для удержания проводниковых канатов не допускается.

Крепление прядевых проводниковых канатов двойной свивки может осуществляться с помощью коушей КРГ, а закрытого типа — коушей ККП, изготавливаемых Ясногорским машиностроительным заводом. Наряду с клиновым проводниковым коушем ККП для крепления канатов закрытого типа можно использовать коуши КРГ при соблюдении дополнительных условий: типоразмер коуша должен быть подобран из расчета того, чтобы рабочая длина его вертикальных клиньев была не менее 10 диаметров зажимаемого каната; специально изготовленные вертикальные клинья должны иметь радиус канавки под канат, равный радиусу каната; рабочий ход рычагов коуша с новыми вертикальными клиньями должен сохраниться прежним без установки дополнительных прокладок между вертикальными клиньями и коушем; зазор между парой вертикальных клиньев должен быть не менее 0,1 диаметра каната; на свободном конце каната должна устанавливаться клиновая конусная муфта; каждый коуш должен быть испытан на защемляющую способность под нагрузкой, равной трехкратной от расчетной, а один дополнительный — под нагрузкой, равной разрывному усилию каната.

Рекомендуется оставлять свободные концы проводниковых канатов длиной не менее 16—20 м. Наличие их позволяет продлить срок службы проводников путем перемещения наиболее изношенного участка из зоны интенсивного местного износа.

Конус на закрытом канате в клиновой муфте образуется путем установки специальных клиньев. Длина конусной полости в муфте составляет порядка трех диаметров каната, угол конусности 5—6°. Меньший диаметр конусной полости на 2—2,5 мм больше, чем диаметр каната. Между слоями проволок устанавливаются секторные клинья и между отдельными проволоками в каждом слое — прямые. Секторные клинья получают путем разреза на три части вдоль образующих соответствующих конических втулок. Секторные клинья, устанавливаемые между первым и вторым слоем проволок, изготавливаются путем разреза втулки на две части. На центральную проволоку устанавливается полый центральный клин длиной 70—80 мм (большая длина — для канатов диаметром свыше 42 мм). Секторные клинья принимаются такой же длины, а прямые — на 20 мм короче.

При разделке каната в клиновой муфте для сохранения его структурной целостности до окончания монтажа муфты на канате должно быть установлено не менее двух плоских двухболтовых жимков.

Способ крепления грузов к проводниковым канатам в зумпфе аналогичен креплению их верхних концов. Подвесное устройство для грузов соединяется с канатом коушем КРГ или ККП. Ниже коуша на канате устанавливается контрольный зажим, который применяется в подвесных устройствах с коушем КРГ и зажимает две ветви каната, расположенные под углом 90° . Контрольный жимок и петля каната длиной 3—4 м повышают надежность крепления грузов.

Аналогично проводниковым в стволе крепятся отбойные канаты, предназначенные для предотвращения соударения сосудов, движущихся по канатным проводникам, при малом расстоянии между сосудами. В качестве отбойных должны применяться те же конструкции канатов, что и для проводников, но диаметр канатов должен быть не менее 40 мм. Отбойные канаты закрытого типа являются предпочтительными для всех типов подъемных установок. Верхние концы отбойных канатов крепятся на подкопровой раме или на одном из усиленных поясов копра. Крепление прядевых канатов допустимо с помощью обычных пласечных зажимов.

Проводниковые и отбойные канаты перед навеской не испытываются. Запас прочности их определяется как отношение суммарного разрывного усилия всех проволок по заводскому акту-сертификату к нагрузке на канат, состоящей из его собственного веса и веса груза, который приходится на канат. Для проводниковых канатов эксплуатационных шахт запас прочности должен быть не менее 6-кратного, для отбойных канатов при навеске — не менее 5-кратного. По механическим свойствам проволок проводниковые и отбойные канаты должны быть не ниже марки I.

Проводниковые канаты осматриваются еженедельно, а отбойные — не реже двух раз в месяц. Дополнительно один раз в месяц канаты осматриваются с участием заместителя главного механика эксплуатационной шахты или механиком проходки строящейся шахты.

Канат закрытой конструкции подлежит замене, если на 100 м длины каната обнаружено два обрыва наружных проволок или износ проволок достигает 50% их высоты. Круглопрядный канат подлежит замене, если на участке, равном шагу свивки, число оборванных наружных проволок достигает 10% общего

числа проволок каната или износ наружных проволок достигает половины их диаметра.

Если при обрыве наружные проволоки в канате закрытой конструкции выходят из замка, то их необходимо запаковать латунным припоем марки Л-62. Для правильной укладки сточенных напильником на клин концов проволок наружный слой z-образных проволок может быть расслаблен в результате раскручивания каната с помощью двух жимков, установленных ниже и выше места выхода концов оборвавшейся проволоки из замка. Величина износа круглых проволок от истирания и коррозии определяется путем замера штангенциркулем ширины площадки истирания и уменьшения диаметра проволоки.

Проводниковые и отбойные канаты должны быть смазаны специальными канатными смазками (39у по ГОСТ 5570—69, НМЗ-3 и другие). Смазка на канаты должна наноситься по мере ее удаления, причем соответствующие участки канатов должны предварительно очищаться от остатков старой смазки и грязи.

Предельный срок службы проводниковых и отбойных канатов закрытого типа — 15 лет, а прядевых — 4 года.

Тормозные и амортизационные канаты

Тормозные канаты парашютных устройств клетей служат опорой для ловителей парашютов и обеспечивают удержание клетки после их срабатывания. В качестве тормозных канатов должны применяться нераскручивающиеся круглопрядные канаты крестовой свивки с органическим сердечником. Диаметр наружных проволок в канатах должен быть не менее 2 мм.

Типоразмеры тормозных круглопрядных канатов для применяющихся парашютных устройств приведены в табл. 4.56.

Наряду с тормозными канатами двойной свивки с органическим сердечником в качестве тормозных пригодны спиральные закрытые канаты, имеющие в наружном слое проволоки z-образного профиля высотой не менее 3 мм. Такие канаты диаметром 25, 30 и 36 мм изготавливаются по ЧМТУ-317-70 (взамен ЧМТУ 342-60 и ВТУ-114-65), диаметром 36 мм — по ГОСТ 10507—63, как закрытые подъемные канаты.

В качестве тормозных канатов диаметром свыше 30 мм могут использоваться несущие закрытые канаты (ГОСТ 3090—73, ГОСТ 7675—73, ГОСТ 7676—73). Применение тормозных канатов закрытой конструкции предусмотрено ГОСТом 15 850—70 на парашюты шахтные для клетей. Под закрытые

Таблица 4.56

Тип парашюта	Диаметр каната, мм		
	ГОСТ		
МПТ	$\frac{32,0}{2665-69}$	$\frac{37,0}{2688-69}$	$\frac{46,5}{7668-69}$
ПКЛ	$\frac{35,0}{7679-69}$	$\frac{41,0}{7679-69}$	$\frac{52,0}{3079-69}$; $\frac{56,0}{3079-69}$
2ТК (ГОСТ 15850—70)	$\frac{25,5}{3077-69}$	$\frac{30,5}{3077-69}$	$\frac{35,0}{3077-69}$; $\frac{40,0}{7679-69}$; $\frac{45,0}{7665-69}$; $\frac{45,0}{7672-69}$

тормозные канаты изготавливаются парашюта ПКЛЗ. Преимущество тормозных канатов закрытой конструкции по сравнению с прядевыми заключается в большей износо- и коррозионностойкости, большем коэффициенте трения (0,17 по сравнению с 0,15) и, следовательно, надежности улавливания клетки, более благоприятных условиях расклинивания после срабатывания парашюта. Однако, как и в случае проводниковых канатов, нерешенность вопроса снятия свивочных напряжений вызывает опасность выхода из «замка» z-образной проволоки при ее обрыве. Это обстоятельство сдерживает широкое распространение тормозных канатов закрытой конструкции.

Применение нераскручивающихся круглопрядных тормозных канатов повышает безопасность работы подъемной установки, так как в канатах со снятыми свивочными напряжениями проволоки в месте обрыва не изменяют своего положения и их концы не выступают за пределы наружной поверхности каната, что обеспечивает нормальную работу парашютных устройств. Наличие в наружном слое проволок диаметром не менее 2 мм позволяет достичь удовлетворительной износоустойчивости тормозных канатов, разрушение которых происходит в основном за счет коррозии и истирания проволок.

Перед навеской тормозные канаты не испытываются. Запас прочности их определяется как отношение суммарного разрывного усилия, указанного в заводском акте-сертификате, к расчетной динамической нагрузке и должен быть не ниже трехкратного. Требуемое суммарное разрывное усилие тормозного каната определяется по формуле

$$P_c = 3,62k(Q_0 + Q_y) \left(1 + \frac{a}{g}\right), \quad (4.45)$$

где $k = 1$ для парашютного устройства с одним тормозным канатом; $k = 0,5$ для устройства с двумя тормозными канатами; Q_0 — масса

концевого груза; Q_y — масса уравнивающего каната; a — замедление клетки при торможении, принимаемое по проекту парашютных устройств для данной подъемной установки и зависящее от отношения веса груженой клетки к весу порожней клетки; g — ускорение свободного падения.

Так как тормозные канаты не работают на циклический изгиб, то пластические свойства проволок не оказывают влияния на долговечность канатов, и по механическим свойствам проволок можно использовать как канаты марки В, так и канаты марки I.

При навеске тормозных канатов во избежание ложных срабатываний парашюта, особенно в зимний период, с наружной поверхности канатов должны быть удалены излишки консистентной канатной смазки, которые обычно имеются на канатах в состоянии поставки.

Чтобы не проводить удаление наружной смазки, можно оговорить в заказе на тормозной канат требование об ограниченном нанесении смазки при изготовлении каната. В этом случае при изготовлении каната следует ограничиться пропиткой органического сердечника и смазкой проволок в конце свивки прядей без нанесения смазки на готовый канат. Нужно обратить внимание на условия хранения таких канатов, чтобы не допустить коррозии проволок еще до их навески.

В зумпфе тормозные канаты крепятся к специально установленной балке. Крепление осуществляется при помощи ограничителей натяжения (рис. 4.129). Ограничитель натяжения состоит из угольников 4, между которыми болтами 5 зажимается канат 1. Угольники крепятся к балке 2 болтами 3 небольшого диаметра, которые должны освобождать нижний конец тормозного каната, разрываясь при нагрузке 1500 кгс. Такое крепление тормозных канатов, обеспечивая необходимое натяжение в процессе нормальной эксплуатации, исключает появление в них больших растягивающих усилий

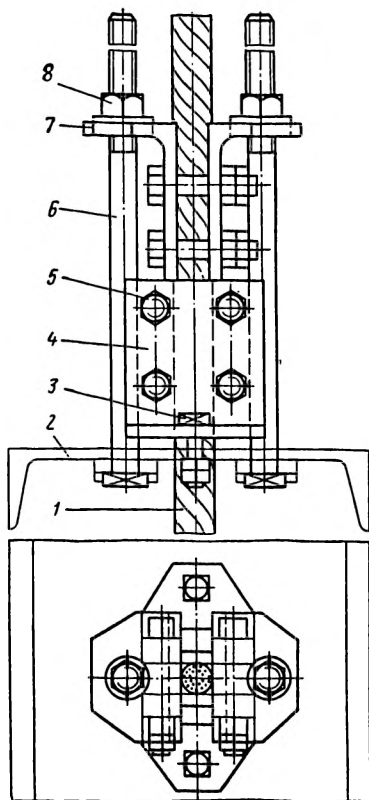


Рис. 4.129. Установка ограничителя натяжения и натяжной скобы на тормозном канате

в момент срабатывания ловителя и подпрыгивания клетки вверх. При жестком закреплении нижних концов тормозных канатов может произойти расклинивание ловителя с его последующим вторичным захватом, что недопустимо.

Натяжение тормозного каната производится специальной скобой. Угольники 7 зажимаются болтами 6 на канате, и при навинчивании натяжных гаек 8 на болты 6 в пределах 180—200 мм производится натяжение каната. Рекомендуемое усилие натяжения — 1000 кгс.

Ориентировочная величина вытяжки из условия обеспечения указанного усилия натяжения может быть определена по формуле

$$\Delta l = m \frac{l}{S}, \text{ мм}, \quad (4.46)$$

где m — 100 для прядевых канатов с органическим сердечником, $m = 70$ для подъемных канатов закрытой конструкции; l — длина тормозного каната; S — расчетная площадь сечения всех проволок.

Для всех диаметров тормозных канатов применяется один и тот же типоразмер натяжной

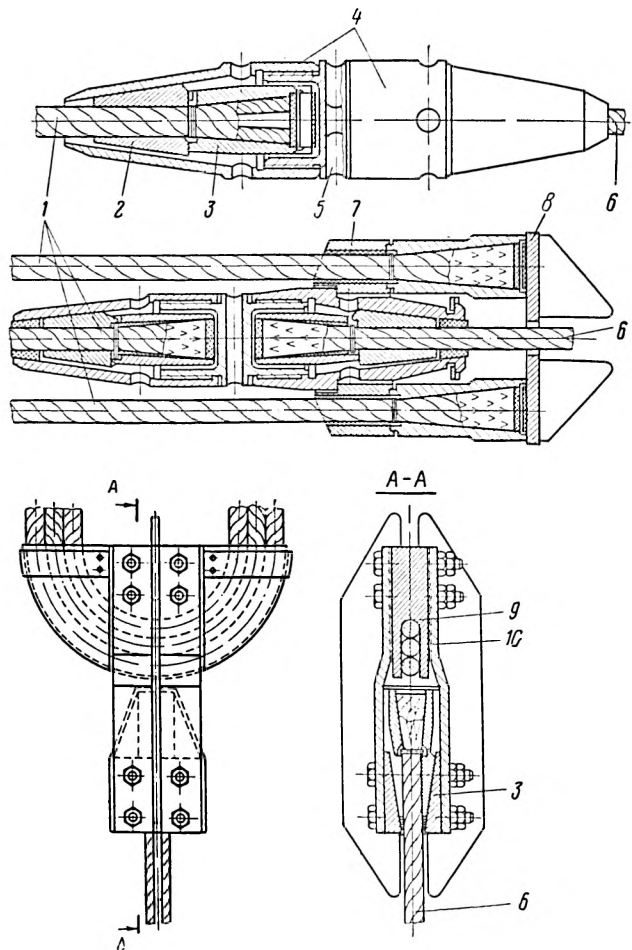


Рис. 4.130. Соединительные муфты для тормозных и амортизационных канатов парашютных установок

скобы и ограничителя натяжения. Натяжная скоба после установки ограничителя натяжения снимается.

С течением времени тормозные канаты вытягиваются под действием собственного веса, поэтому периодически требуется их дополнительно натягивать.

Ниже балки натяжного устройства оставляется запас каната 5—10 м. Следует обращать внимание на то, чтобы конец каната был ровно отрезан и оплавлен электросваркой, это облегчает проход его в направляющих муфтах и ловителе при монтажных работах.

Верхний конец тормозного каната соединяется с амортизационным канатом посредством соединительной муфты. В зависимости от типа амортизаторов и их расположения на копре соединительные муфты изготавливаются трех типов: одноручьевые, трехручьевые и блочные (рис. 4.130).

В одноручевой муфте, как и в муфтах остальных двух типов, концы тормозного *б* и амортизационного *1* канатов разделяются в стакане *3* с конусной плоскостью и заливаются баббитом. Для закрытых тормозных канатов более надежным является разделка конца путем его расклинивания, что обеспечивает большую прочность крепления и исключает опасность появления гальванической пары между проволоками и сплавом.

Передача усилия от тормозного к амортизационному канату осуществляется через конусную полумуфту *4*, на которую опираются клиновые разрезные губки *2*, зажимающие канат под действием усилия со стороны торца стакана *3*. Губки обеспечивают удержание каната усилием, равным половине его агрегатной прочности (разрывного усилия в целом). В сочетании с креплением конца в конусном стакане создается надежное закрепление тормозного каната при малых габаритах устройства. Конусные полумуфты соединяются ниппелем *5*.

Трехручьевые муфты служат для соединения тормозного каната с тремя или двумя амортизационными. Здесь одноручевая муфта соединяет тормозной канат с центральным амортизационным канатом. Два других каната опираются на траверсу *7*, которая вместе с замком *8* объединяет конструкцию в одну муфту и обеспечивает передачу усилия от тормозного каната *б* всем амортизационным. Если не устанавливать средний амортизационный канат, то муфта превращается в двухручьевую.

Блочные соединительные муфты применяются в тех случаях, когда амортизаторы устанавливаются на поршневых площадках в одной плоскости со шкивами. В этом случае возникает необходимость установки на одном тормозном канате двух амортизаторов для обхода нижнего копрового шкива.

Конструкция муфты предусматривает возможность соединения одного тормозного каната с одним, двумя или тремя амортизационными канатами. Муфта состоит из полублока *9*, соединенного щеками *10* со стаканом *3*, в котором удерживается тормозной канат. Амортизационные канаты огибают полублок, и концы их пропускаются через два амортизатора.

Основные параметры соединительных муфт приведены в табл. 4.57.

В качестве амортизационных канатов должны применяться нераскручивающиеся канаты крепостной свивки диаметром 45 мм по ГОСТ 7665—69, изготовленные из проволоки не ниже марки I, т. е. допускается, как и для тормозных, применение грузовых канатов. Использование канатов закрытого типа в каче-

Таблица 4.57

Параметры	Тип соединительной муфты		
	ТАСМ1-2 одно- ручьевая	ТАСМ2-2, ТАСМ2А-2 трехручьевая	ТАСМ1-3 блочная
Максимальное динамическое усилие, кгс	15 000	45 000	45 000
Диаметр амортизационного каната, мм	45	45	45
Габариты, мм	145×708	330×200×934	610×900
Масса, кг	57	80	160

стве амортизационных не рекомендуется из-за нарушения их структурной целостности при изгибе на малом диаметре. Амортизационные канаты по ГОСТ 7665—69 должны иметь временное сопротивление разрыву 140 или 160 кгс/мм². Перед навеской канаты не испытываются.

Диаметр и временное сопротивление разрыву амортизационных канатов выбираются из условия, чтобы после протяжки через амортизатор и появления остаточной деформации они имели запас прочности не менее, чем тормозные канаты. Длина амортизационных канатов принимается равной 15 м при скорости движения клетки до 10 м/с и 20 м при скорости движения свыше 10 м/с.

При применении одноручевых и трехручьевых соединительных муфт соответствующие концы амортизационных канатов разделяются и заливаются баббитом в конусных стаканах, как и концы тормозных канатов.

Свободные концы амортизационных канатов разделяются и заливаются баббитом в воронках, изготовленных из кровельного железа. Верхний диаметр воронки должен быть равен 2—2,5 диаметра каната, а высота — 4—5 диаметра каната. Конусная воронка предназначена для удержания амортизационного каната в случае его полной протяжки через амортизатор. При разделке конца каната в воронке стальные клинья между проволоками не забиваются.

В местах перегибов свободных концов амортизационных канатов на копре должны устанавливаться деревянные подкладки. Свисающие с копра концы каната для фиксации положения привязываются к элементам копра тонкой проволокой в одну нитку. Прочное крепление конца амортизационного каната к копру болтовыми зажимами не допускается. Амортизационные канаты должны быть по всей длине,

включая оба конца, обильно смазаны канатной смазкой. Смазкой заполняются амортизаторы и соединительные муфты.

Тормозные канаты парашютов осматриваются еженедельно, а амортизационные — ежемесячно. Раз в месяц тормозные канаты осматриваются с участием заместителя главного механика шахты. Особое внимание при осмотре тормозных канатов должно быть обращено на участки около приемных площадок, а при осмотре амортизационных — на участки, вышедшие из амортизатора. Осмотр тормозных канатов, как и проводниковых, производится с крышки клетки при движении последних вверх со скоростью не выше 0,3 м/с с пропусканием каната через паклю. Места с обнаруженными обрывами проволок осматриваются при неподвижном канате. Торчащие концы оборванных проволок необходимо удалить. Место обрыва замеряется от ближайшего расстрела и отмечается в журнале осмотра подъемной установки.

При осмотре тормозных и амортизационных канатов должно подсчитываться число оборванных проволок на шаге свивки в наиболее поврежденных местах, а также визуально с использованием штангенциркуля оценивается износ наружных проволок от истирания и коррозии. Если окажется, что на каком-либо участке, равном шагу свивки, число оборванных наружных проволок достигает 10% от общего числа проволок в канате или износ наружных проволок достигает половины их диаметра, то канаты должны быть заменены. Предельный срок службы тормозных и амортизационных канатов — 4 года.

11. Эксплуатация шахтных канатов

Стальные канаты поставляются шахтам на деревянных барабанах (ГОСТ 11127—68), предназначенных как для наматывания канатов при их изготовлении, так и для транспортирования к потребителю и хранению до навески. Допускается поставка канатов на металлических барабанах. Щеки и цилиндры (шейки) барабанов должны быть покрыты изоляционным материалом или предохранительной смазкой. Канаты грузо-людского назначения поставляются с обязательной обшивкой барабанов досками. Диаметр цилиндра барабана по отношению к диаметру каната принимается не менее: 15-кратного — для прядевых канатов, 25-кратного — для подъемных канатов закрытой конструкции, 45-кратного для направляющих канатов закрытой конструкции.

Указанные соотношения соблюдаются и для вспомогательных барабанов, на которые канаты могут перематываться с заводских барабанов

с целью хранения или транспортирования по стволу. Навеска канатов непосредственно с этих вспомогательных барабанов не допускается. На барабане канат укладывается плотными неперепутанными рядами, без защемления. Борт барабана должен выступать над наружным слоем не менее чем на 50 мм при диаметре каната более 25 мм и на величину, равную двойному диаметру каната, при диаметре последнего менее 25 мм. Концы каната прочно крепятся к барабану.

У каждого каната есть металлическая бирка, на которой указываются наименование или товарный знак завода-изготовителя, заводской номер каната, его условное обозначение, длина каната в метрах, вес каната брутто в кгс и дата изготовления каната. Наряду с этим на каждый канат заводом-изготовителем выдается сертификат, в котором приводятся результаты механических испытаний в соответствии с ГОСТ 3241—66, в том числе назначение и марка каната, а также маркировочная группа по временному сопротивлению разрыву и суммарное разрывное усилие всех проволок в канате.

Указанные показатели используются при испытаниях канатов перед навеской на канатно-испытательных станциях, зарегистрированных в МакНИИ или ВостНИИ. Все подъемные канаты вертикальных и наклонных шахтных подъемов, за исключением канатов для грузовых наклонных подъемов с уклоном менее 30°, должны быть испытаны перед навеской.

Резервный испытательный канат перед навеской может вторично не испытываться, если срок хранения его не превышает 12 месяцев. На каждой людской и грузо-людской подъемной установке необходимы резервные испытанные и годные для навески канаты, на многоканатных подъемах — полный комплект головных и уравнивающих канатов. Если полученный канат используется для нескольких подъемных канатов, то отрезок каждого из них испытывается на канатно-испытательной станции.

Каждый образец длиной не менее 1,5 м, направленный на испытание, должен быть снабжен копией заводского акта-сертификата, заверенного шахтой, и дощечкой или металлическим ярлыком, прикрепленным к канату проволокой. На ярлыке ясно указываются: комбинат или трест, шахта, номер и назначение подъема, правый или левый канат, заводской номер каната, диаметр каната, ГОСТ, дата навески, отрубки и отправки каната на испытание. Оба конца каждого образца каната надежно обвязываются проволокой.

В случае отсутствия акта-сертификата на канатно-испытательную станцию представляется документ об его утере, составленный шахтой и заверенный отделом технического снабжения комбината. При этом испытанием устанавливается марка проволоки по вязкости, что достаточно для навески каната на грузовую подъемную установку. Навеска такого каната на людские и грузо-людские подъемы в отдельных случаях возможна, но только по согласованию с органами госгортехнадзора.

То же самое относится и к канатам, которые изготовлены заводом грузовыми по марке В, но отвечают при испытаниях на канатно-испытательных станциях требованиям, предъявляемым к грузо-людским канатам той же марки.

Отрезок каната длиной 350—400 мм от представленного шахтой образца на канатно-испытательной станции расплетается на пряди и затем на отдельные проволоки, которые перед испытаниями очищаются от смазки. Испытания круглопрядных и фасоннопрядных канатов заключаются: в замере диаметров всех проволок, включая и мягкие центральные проволоки, если они имеются; испытания каждой проволоки на разрыв и каждой проволоки (за исключением мягких) на перегиб. Испытание проволок фасонного профиля в подъемных канатах закрытой конструкции на перегиб не производится. Контролируемым размером проволоки фасонного сечения является ее высота. Для круглых проволок диаметром 0,75 мм и менее испытание на перегиб заменяется испытанием на разрыв с узлом.

Несоответствие проволок каната предъявляемым требованиям определяется по следующим показателям:

величине отклонения фактического диаметра, полученного как среднее арифметическое двух замеров во взаимно перпендикулярных направлениях в поперечном сечении проволоки, от номинального;

числу перегибов по сравнению с нормами ГОСТ 7372—66, уменьшенными на единицу в связи с наличием остаточной деформации проволоки, взятой из готового каната;

величине допустимого разбега временного сопротивления разрыву проволоки, приведенного в ГОСТ 3241—66 для прядевых канатов и в ГОСТ 10505—63 для подъемных канатов закрытой конструкции.

По допускаемому разбегу временного сопротивления разрыву верхние и нижние допустимые пределы выбираются таким образом, чтобы отбрасывалось наименьшее число проволок в канате. Проволока считается не выдержавшей испытания: на разрыв, если ее фактическое

временное сопротивление разрыву выходит за установленные нижний и верхний пределы; на перегиб, если при испытании число перегибов до излома меньше допускаемого.

Новый канат бракуется и не допускается к навеске, если в нем при испытании площадь поперечного сечения проволок, не выдержавших испытания на перегиб и разрыв, а также имеющих диаметры, не соответствующие сортаменту, составляет: для канатов, служащих для подъема и спуска людей (марка В), — 6%, для исключительно грузовых канатов (марка I) — 10%.

Запас прочности каната по отношению к расчетной статической нагрузке определяется по величине суммарного разрывного усилия только выдержавших испытания проволок. Указанное суммарное разрывное усилие используется и для определения величины его отношения к весу конечного груза в случае выбора каната по временному запасу прочности для шахт глубиной свыше 600 м. В то же время допускаемый разбег в разрывных усилиях партии канатов, навешиваемых на многоканатную подъемную установку, определяется по суммарным разрывным усилиям всех проволок, включая и не выдержавшие испытаний. Канаты допускаются к навеске на многоканатную подъемную установку, если разбег в суммарных разрывных усилиях, вычисленный относительно наибольшего разрывного усилия, не превышает 5%.

Канаты до навески необходимо хранить в закрытых сухих помещениях, обеспечивающих сохранность от коррозии, а также защиту от влияния чрезмерно высоких и низких температур, при которых могла бы вытечь смазка из каната и повредиться органический сердечник. Барабан с канатом устанавливается так, чтобы его ось была в горизонтальной плоскости. При многоярусной укладке барабанов с канатами требуется прочно, с помощью клиновых брусьев, закрепить первый ряд барабанов. В случае временного хранения канатов вне склада, на открытом воздухе, нельзя укладывать барабаны непосредственно на землю. Барабаны следует устанавливать на козлы или на подставки из брусьев или стоек и тщательно покрывать толем, рубероидом или колпаками из листового железа, предусмотрев стоки для воды.

При длительном хранении канаты надо периодически, не реже одного раза в год, осматривать по наружному слою витков и дополнительно смазывать.

Навеска каната может производиться путем сматывания его на барабан подъемной машины

непосредственно с заводской катушки или со специальных лебедок, на которые предварительно перематывается канат заводской катушки. Растягивание каната в целях его промера перед навеской по шахтному двору с укладкой удлиненными петлями не допускается.

При перемотке каната с барабана на барабан нельзя допускать образования петель и заломов каната. Для этого барабаны с канатами необходимо устанавливать на специальные кронштейны (желательно с домкратными винтами), предварительно вставив в их отверстия вал. Вал барабанов больших размеров желательно устанавливать с подшипниками качения, что значительно облегчит процесс перемотки. Расстояние между барабанами должно составлять не менее 300 диаметров каната. Оси барабанов должны быть параллельны, направление сматывания и наматывания каната на новый барабан — в одну сторону. Не следует допускать вращения барабанов в разные стороны во избежание перегиба канатов в противоположную сторону по отношению к первоначальной намотке. Для полного исключения возможного срабатывания витков рекомендуется перемотку вести, сматывая канат снизу, а не сверху, и притормаживать его со стороны сматывания. В отдельных случаях допускается укладка барабанов (или одного из них) плашмя на легко вращающееся основание — каретку. Особое внимание при навеске необходимо уделять канатам односторонней свивки и канатам трехгранопрядные, так как эти канаты более склонны к петлеобразованию при отсутствии натяжения.

При выполнении работ по навеске подъемных канатов рекомендуется предварительно перемотать канат на барабан вспомогательной лебедки. При этом следует проверить длину каната, произвести его внешний осмотр, удалить антифрикционную смазку с поверхности каната, навешиваемого на шкив трения. В качестве вспомогательных лебедок могут быть использованы проходческие или специально изготовленные лебедки.

Отношение диаметров барабанов и шкивов, используемых непосредственно при опускании каната в ствол в процессе навески на подъемную установку, к диаметру каната должно быть не менее: 25-кратного — для прядевых канатов, 30-кратного — для подъемных канатов закрытой конструкции, 45-кратного — для направляющих канатов закрытой конструкции.

Для крепления отвеса каната на нулевой отметке или выше на копре в процессе операций по навеске канатов следует применять зажимы, которые, надежно удерживая канат, не

повреждали бы его. Для прядевых канатов могут применяться деревянные (дубовые) двухболтовые зажимы либо четырех- или многоболтовые стальные зажимы с разрезными алюминевыми втулками. Для закрытых канатов алюминиевые втулки не нужны.

Контроль состояния подъемных канатов

В процессе эксплуатации прочность шахтного каната уменьшается из-за появления в нем различного рода дефектов, которые с течением времени прогрессируют и доводят канат до состояния, опасного для дальнейшей работы. Постоянный естественный износ подъемных канатов приводит к появлению отказов четырех видов: по оборванным проволокам; по уменьшению наружного диаметра каната (его утонению); по потере сечения металла от коррозии и механического износа; по результатам периодических повторных испытаний канатов на канатно-испытательных станциях.

Обрывы проволок появляются в результате усталостного разрушения металла в местах концентрации напряжений, которые определяются в первую очередь контактом проволок смежных прядей, износом проволок от истирания на барабанах, шкивах и путевых роликах, а также коррозионными повреждениями. Значительное утонение каната на вертикальной подъемной установке появляется, как правило, после его длительной эксплуатации из-за уплотнения каната вследствие смятия сердечника и износа проволок по всему сечению. На наклонных подъемных установках на утонение оказывает существенное влияние истирание наружных проволок, особенно при неудовлетворительном состоянии путевых роликов. Истирание проволок в подъемных канатах происходит в процессе смещения их относительно друг друга при изменениях величины нагрузки, при изгибах в течение каждого цикла на барабанах и шкивах, а также от непосредственного взаимодействия с поверхностью барабанов, шкивов и путевых роликов. Следствием истирания и коррозии проволок является уменьшение их прочности и пластичности, вследствие чего канат бракуется по результатам механических испытаний отрезка, взятого над клиновым коушем или последним жимком запанцировки.

Каждый подъемный канат и нижний уравнивающий в установках со шкивами трения должны осматриваться ежедневно, а нижние уравнивающие канаты подъемных установок с машинами барабанного типа — еженедельно. Визуальный осмотр производится при скорости движения каната не более 0,3 м/с.

Соблюдение указанной периодичности осмотра канатов необходимо для обеспечения безопасной работы как по истечению длительного промежутка времени, так и в начальный период эксплуатации.

При ежедневном контроле определяется общее число обрывов проволок по всей длине каната. При еженедельных дополнительных осмотрах, производимых с участием механика подъема, подсчитывается число обрывов проволок на длине одного шага свивки в наиболее поврежденных местах и замеряется фактический диаметр каната штангенциркулем с точностью до 0,1 мм для определения утонения каната. Место расположения участка (шага) каната, на котором число оборванных проволок превышает 2% от общего числа проволок каната, а также расстояние наиболее утонившегося участка каната от прицепного устройства отмечаются в книге осмотра подъемных канатов и их расхода. За наиболее поврежденными участками канатов следует производить особо тщательное наблюдение. Начиная с 3% обрыва на шаге свивки нарастание их числа до 5% может произойти в течение трех-четырех недель. После этого наблюдается резкое увеличение скорости нарастания обрывов, что явилось основанием для принятия 5% в качестве нормы браковки наиболее ответственных канатов подъемных установок, хотя при этом в случае отсутствия коррозии запас прочности каната остается весьма большим. При потере сечения металла на участке с определенным числом обрывов проволок запас прочности каната может снизиться до минимально допустимого значения.

Особое внимание при осмотре необходимо уделять канатам нераскручивающимся, так как у них из-за предварительной деформации прядей выход оборванных проволок в местах контакта проволок смежных прядей иногда не происходит.

Осмотру подвергается вся рабочая длина каната. Отвес каната от подъемного сосуда до копрового шкива при верхнем его положении и струна каната осматриваются с нулевой площадки ствола. При этом ствол надо надежно перекрыть лядами. Осмотр остальной части каната производится в здании подъемной машины. Левый канат осматривается непосредственно у барабана машины, для осмотра правого каната в здании подъема должна быть сооружена специальная площадка с ограждением и лестницей с перилами. Для осмотра нижних уравнивающих канатов необходима специальная площадка в зумпфе ствола, обеспечивающая удобный и безопасный доступ к канату. С указанной площадки производится

в случае необходимости также ремонт плоских канатов (ушивка стренг в месте разрушения ушивальника).

При ежедневном осмотре должны тщательно осматриваться участки каната в месте выхода из прицепного устройства, а также проверяться положение контрольного зажима относительно коуша или наличие петли каната перед контрольным зажимом. В коушах типа КРГ канат следует осматривать не только в месте выхода из клиньев, но и через отверстие в коуше на участке между клиньями.

Ежемесячно следует производить детальный осмотр подъемных канатов с участием главного механика шахты или его помощника. При этом поверхность каната очищается от корок затвердевшей смазки и внимательно осматриваются места, где наиболее вероятны повреждения (под коушем, жимками и т. д.) и имеется наибольшее число оборванных проволок. Указанные места осматриваются при неподвижном канате, торчащие концы оборванных проволок удаляются.

Ежемесячно надо подвергать дополнительному детальному осмотру и нижние уравнивающие канаты.

В случае экстренного напряжения каната (заклинивание клетки или скипа в направляющих, бадьи на раструбе полков при подъеме, посадка бадьи на раструб при спуске с последующим рывком и т. д.) подъемная установка немедленно останавливается для осмотра каната.

Запрещается на людских, грузо-людских и грузовых подъемах применять счаленные канаты, навешивать или продолжать работу прядевыми канатами с порванными, выпученными или запавшими прядями, с узлами, «жучками» и другими повреждениями.

Если на канате был затянут «жучок», то даже после восстановления прямолинейности участка каната из-за неравномерности нагружения отдельных прядей и проволок на поврежденном участке, приводящей к резкому снижению запаса прочности и предела усталости, его работа недопустима.

Если при осмотре каната окажется, что на каком-либо участке, равном шагу свивки, число оборванных проволок достигает 5% от общего числа проволок в подъемном канате и 10% в нижнем уравнивающем, то канат должен быть заменен другим. Если число оборванных проволок подъемного каната достигает в месте крепления его к прицепному устройству на шаге свивки 5%, то разрешается конец каната с оборванными проволоками отрубить и снова закрепить канат на коуше. При кон-

цевых грузовых откатках по наклонным выработкам с уклоном до 30° канат подлежит замене, если на шаге свивки число оборванных проволок составляет более 10% от общего их числа в канате.

Недопустима работа пряжевными канатами, получившими утонение за время работы более чем на 10% номинального диаметра.

Продолжение эксплуатации подъемных канатов закрытой конструкции запрещается: при износе более половины высоты проволок наружного слоя; при нарушении замка наружных проволок фасонного профиля (расслоение проволок); при выходе из замка на поверхность каната хотя бы одной проволоки, если она не может быть вырублена, а концы ее тщательно запаяны или заделаны в канат; при наличии трех оборванных проволок (включая и запаянные) фасонного профиля наружного слоя на длине участка, равной пяти шагам их свивки или 12 на всей рабочей длине каната.

Нормальный обрыв наружной проволоки подъемного каната закрытой конструкции не влечет за собой выход ее из замка. В случае выхода из замка оборвавшейся наружной проволоки необходимо после обточки и заделки концов этой проволоки в канат тщательно запаять участок между концами проволоки. Концы проволоки стачиваются напильником на клин, место их укладки очищается бензином. Соединяемые концы проволоки нагреваются до температуры плавления припой. Для локализации нагрева поверхности каната последний обматывается листовым асбестом, в котором делается прямоугольный вырез шириной, равной $3/2$ размера проволоки, который размещается над участком пайки.

Для пайки рекомендуется применять сварочную горелку ГСМ-53 с наконечником № 0 или № 1 и латунный припой марки Л-62. Надо иметь в виду, что пайка производится с целью предохранения выхода концов оборвавшейся проволоки из замка, а не с целью прочного соединения ее концов. Пайка требует соблюдения большой осторожности, так как можно повредить находящиеся рядом целые проволоки канатов. Поэтому не нужно применять ее без явной необходимости.

При выходе из замка на каком-либо участке подъемного каната закрытой конструкции проволоки наружного слоя без ее обрыва допускается вырубка вышедшего участка проволоки с запайкой ее концов или тщательной заделкой ее в замок. Появление волнистости на участке подъемного каната или по всей длине его при сохранении гладкой наружной поверхности и исправности «замка» наружных проволок не

снижает агрегатной прочности каната. Эксплуатация такого каната может продолжаться. Однако «волна», как правило, прогрессирует, т. е. изгибы становятся все больше, а это приводит к нарушению «замка» наружных проволок. Поэтому волнообразный участок, если он появился у прицепного устройства, следует отрубить.

Подъемные канаты, за исключением канатов в установках с одноканатными и многоканатными шкивами трения и нижних уравнивающих канатов, должны повторно испытываться через каждые 6 месяцев. Для канатов грузовых, аварийно-ремонтных и передвижных подъемов первое повторное испытание допускается через 12 месяцев и затем через каждые 6 месяцев.

Срок повторных испытаний канатов исчисляется с момента их навески. Для подъемных многопрядных малокрутящихся канатов (ГОСТ 16828—71, 4МТУ 5250—57) людских, грузо-людских и грузовых подъемов первое повторное испытание производится через 6 месяцев после навески, а затем через каждые 3 месяца.

При повторном испытании канатов в отличие от испытания новых канатов определяется среднее разрывное усилие проволоки путем деления суммарного разрывного усилия всех проволок на общее число проволок в канате, а по среднему разрывному усилию вычисляется верхний и нижний допустимые пределы разрывного усилия проволоки. Нижний допустимый предел разрывного усилия проволоки вычисляется путем умножения среднего разрывного усилия на коэффициент 0,9 для людских и грузо-людских канатов, изготовленных из проволок марки В, и на 0,85 для грузовых канатов. Верхний допустимый предел разрывного усилия вычисляется путем умножения среднего разрывного усилия на коэффициент 1,15 для всех канатов.

Для канатов, состоящих из проволок различных диаметров или из круглых и фасонных проволок, допустимые нижний и верхний пределы разрывных усилий вычисляются по каждой группе проволок в отдельности и округляются до ближайшего соответственно меньшего или большего значения, кратного цене деления применявшейся шкалы испытательной машины. Проволока считается не выдержавшей испытания на разрыв, если ее фактическое разрывное усилие выходит за допустимые пределы.

Нормы перегибов проволок при повторных испытаниях принимаются для людских и грузо-людских канатов как для новых грузовых канатов (марки I), а для грузовых канатов как

для канатов марки II, т. е. на два гига меньше, чем для проволоки марки I по ГОСТ 7372—66. Проволоки, не выдержавшие испытания и на перегиб, и на разрыв, бракуются по одному виду испытаний. Их разрывное усилие не включается в суммарное разрывное усилие, которое используется для расчета запаса прочности.

Канат, находящийся в эксплуатации, должен быть снят с подъема, если при повторном испытании его запас прочности окажется ниже 7-кратного для людских и аварийно-ремонтных подъемов; 6-кратного для грузо-людских подъемов, 5-кратного для грузовых и передвижных подъемов.

Канаты снимаются также, если суммарная площадь проволок, не выдержавших испытаний на разрыв и перегиб, достигает 25% от общей площади поперечного сечения всех проволок каната. Для подъемных канатов вертикальных шахт глубиной более 600 м, которые навешены с уменьшенными запасами прочности, величина запаса прочности при повторных испытаниях не регламентируется.

Подъемные канаты из светлой проволоки, работающие на вертикальных подъемных установках с машинами барабанного типа, а также и на одноканатных и многоканатных установках со шкивами трения, должны подвергаться инструментальному контролю для определения потери сечения металла проволок. Проверка производится дефектоскопом ИИСК-3 по всей длине каната. Первая проверка каната производится не позднее чем через 6 месяцев со дня навески каната, а затем через каждые 2 месяца. После появления относительной потери сечения на 12% период времени между очередными повторными испытаниями не может превышать 1 месяца, а при появлении потери сечения на 15% и более проверка производится не реже одного раза в две недели. Канат необходимо снять, если потеря сечения металла по показаниям прибора достигла 19%.

На многоканатных подъемных установках надо ежедневно контролировать распределение нагрузки между головными канатами при нижнем положении подъемного сосуда. Для этого на одной из площадок копра ниже отклоняющих шкивов, где имеется удобный доступ к канатам, вручную возбуждается волна поперечных колебаний. Рука после рывка должна оставаться на канате. Второй рукой в момент рывка включается секундомер и выключается после того, как рука, которая находится на канате, почувствует толчок возвратившейся волны поперечных колебаний, отраженной от прицепного устройства. Указанный замер производится поочередно на каждом канате.

Для находящихся длительное время в эксплуатации подъемных канатов наряду с ежесуточным контролем распределения нагрузок при нижнем положении подъемного сосуда следует периодически контролировать распределение нагрузки между канатами при верхнем положении подъемного сосуда. Эта проверка должна проводиться одновременно замерами потери сечения канатов. Необходимость ее объясняется тем, что при верхнем положении подъемного сосуда неравномерность распределения нагрузки между канатами из-за разности диаметров ручьев канатоведущего шкива, разности фактических диаметров канатов и других причин, как правило, иная, чем при нижнем положении подъемного сосуда. Для изношенных, длительно эксплуатирующихся канатов перегрузка отдельных из них на участках вблизи прицепного устройства может быть недопустимо большой.

Распределение нагрузки при верхнем положении подъемного сосуда контролируется специальными приборами, так как волновой метод при малой длине отвеса каната непригоден. Наиболее удобен при наличии отклоняющих шкивов частотный метод, который заключается в измерении частоты собственных поперечных колебаний натянутого отрезка каната фиксированной длины. Таким отрезком является участок каната между канатоведущим и отклоняющим шкивами либо участок каната длиной не менее 130—150 м между точкой схода с канатоведущего или отклоняющего шкива до нижележащего перекрытия копра, в месте прохода через которое канат расклинивается, например, деревянными брусками.

При отсутствии отклоняющих шкивов, когда для использования частотного метода необходимо фиксировать базовый участок расклинивания каната в месте его прохода через нижележащие перекрытия, нагрузка на канаты может быть без существенного увеличения трудоемкости измерена специальными накладными динамометрами.

Если в результате замеров установлено, что относительная перегрузка канатов превышает 15% при нижнем положении подъемных сосудов или 25% при верхнем, то подъемную установку следует остановить для проведения работ по регулировке распределения нагрузки на канаты.

На многоканатных подъемных установках при выходе из строя одного головного каната замене подлежат все головные канаты. Если имеет место выход из строя одного-двух канатов как результат нарушения их конструктивной целостности, появившегося в результате

навески или из-за случайного повреждения в начальный период их работы (1—3 месяца), когда износ канатов практически отсутствует, допускается замена только вышедших из строя канатов.

Канатные дефектоскопы

Измеритель износа стальных канатов ИИСК-3 представляет собой переносной прибор. Он предназначен для определения относительной потери сечения металла стальных канатов от коррозии и механического износа непосредственно на шахтных подъемных установках в процессе их эксплуатации и состоит из аппаратуры измерения АИ и индуктивного датчика ДИ. Аппарат измерения АИ служит для преобразования данных об относительной потере сечения металла стальных канатов (в %) в пропорциональный электрический сигнал, усиления этого сигнала и обеспечения визуального контроля процентной потери сечения. Индуктивный датчик ДИ является плечом измерительного моста переменного тока, индуктивность которого зависит от относительной потери сечения металла контролируемого стального каната. Для транспортирования и сохранения во время эксплуатации аппарата АИ, датчика ДИ, соединительного кабеля, а также запчастей, инструментов и технической документации используется специальный упаковочный ящик.

Техническая характеристика канатных дефектоскопов

Исполнение:	
аппарат АИ	Защищенный аппарат
датчик ДИ	Открытый аппарат
Питающее напряжение переменного тока частотой 50 Гц, В	220
Допустимое изменение напряжения питания, %	—15; +10
Допустимое отклонение частоты питающей сети, Гц	±0,25
Потребляемая мощность, В, не более	40
Пределы измерения, %	0—20
Градуировка отсчетной части шкалы, %	5—20
Абсолютная погрешность измерения (не более), %	2
Допустимый интервал температур окружающей среды, °С	—10 ÷ +45
Основные размеры, мм, не более:	
аппарата АИ	295×220×225
датчика ДИ	270×160×300
Масса (не более), кг:	
аппарата АИ	9
датчика ДИ	16

Дефектоскоп ИИСК-3 предназначен для работы при относительной влажности воздуха не более 80% и высоте над уровнем моря до 1000 м. Все металлические детали дефектоскопа имеют противокоррозионное покрытие, сохраняющееся в течение всего срока его службы, рассчитанного не менее чем на 6 лет. Гарантийный срок службы дефектоскопа — 18 месяцев со дня пуска в эксплуатацию, но не более 24 месяцев со дня отгрузки.

В зависимости от диаметра контролируемых стальных канатов дефектоскоп ИИСК-3 изготовляется трех типоразмеров: А — для канатов диаметром 25—35 мм, Б — для канатов диаметром 35—45 мм, В — для канатов диаметром 45—62 мм.

Возможность применения дефектоскопа типа ИИСК была установлена путем сопоставления относительных величин потери прочности изношенного каната и потери сечения металла каната, измеряемой индуктивным способом. Принцип действия дефектоскопа основан на взаимосвязи между усредненной площадью сечения металла каната на определенной его длине и индуктивностью датчика, в состав магнитопровода катушки которого входит контролируемый участок каната. Уменьшение сечения каната приводит к увеличению магнитного сопротивления магнитопровода и, следовательно, к уменьшению индуктивности катушки.

Практически принцип действия дефектоскопа ИИСК-3 реализуется путем сравнения возбуждаемого датчиком ДИ магнитного потока в контролируемом канате с магнитным потоком в контрольном канате, т. е. в канате того же типа и диаметра, что и контролируемый, но не подвергнутого действию разрушающих факторов и не имеющего следов коррозии и износа. При наличии прямо пропорциональной зависимости между магнитным потоком и площадью металла в поперечном сечении каната аппарат измерения показывает процент потери сечения металла в контролируемом канате относительно эталонного участка, в качестве которого принимаются: участок подъемного каната, расположенный у витков трения при положении сосуда на нижней приемной площадке на установках с машинами барабанного типа при однослойной навивке; эталонный отрезок подъемного каната длиной не менее 5,5 м, оставленный при навеске и установленный в здании подъемной машины на специальном стенде, обеспечивающем натяжение его усилием не менее 0,5 тс для канатов установок с одно- и многоканатными шкивами трения, а также для подъемных установок с многослойной навивкой канатов.

Во избежание неправильной браковки шахтных подъемных канатов дефектоскопом ИИСК-3 по величине потери сечения металла необходимо учитывать следующие факторы:

1. Данный дефектоскоп и указанные выше нормы браковки должны применяться для контроля только шестипрядных нецинкованных канатов с органическим сердечником, работающих на вертикальных или наклонных установках с большим углом наклона ствола, когда отсутствует истирание наружных проволок о направляющие ролики и почву.

2. Поверхность каната перед проверкой дефектоскопом надо очистить от затвердевшей смазки, льда и т. д. Особо тщательно очистка поверхности каната производится на контрольном участке, где осуществляется настройка прибора. Наличие затвердевшей смазки или льда создает зазор в магнитопроводе индуктивного датчика, что приводит к увеличению показаний дефектоскопа относительно фактической потери сечения.

3. Температура контролируемого и контрольного отрезков каната не должна отличаться более чем на 10—15° С, так как большие различия приводят к появлению дополнительной погрешности измерений. Чем меньше разность температур в контролируемом и контрольном канатах, тем выше точность измерений потери сечения металла контролируемого каната. Это обстоятельство может быть учтено, например, путем выдержки каната в течение одного-полутора часов на барабане. Оно имеет существенное значение при величине потери сечения, близкой к предельно допустимой, а также при регулярных записях канатограмм, позволяющих вести наблюдение за увеличением потери сечения по длине каната во времени. В последнем случае целесообразно вести синхронную с перемещением каната запись канатограмм, для чего скорость протяжки бумаги самописца посредством электрической или механической связи увязывается со скоростью движения каната.

4. Датчик дефектоскопа устанавливается на канате таким образом, чтобы расстояние между ними и металлическими массами (барабан подъемной машины, железобетонное перекрытие копра, ляды и т. д.) было не менее 0,7 м.

Перед проверкой все выступающие концы оборванных проволок рекомендуется удалить. Когда сосуд выйдет на верхнюю приемную площадку, на канате в здании подъемной машины ставится метка. Затем сосуд опускается в ствол, чтобы метка на канате оказалась над лядами, где на канат устанавливается датчик. После включения прибора стрелка должна уста-

новиться на показании, при котором датчик был снят с каната в здании подъемной машины. Затем сосуд поднимают вверх и производят проверку оставшейся части каната. Хорошее состояние каната при проверке прибором в здании подъемной машины не является основанием для того, чтобы оставить непроверенным оставшуюся длину каната.

Потеря сечения каната обязательно контролируется по всей его длине, причем наличие максимальной коррозии на участке каната вблизи прицепного устройства является наиболее вероятным.

Скорость движения каната при проверке должна быть не более 1,5 м/с. При большей скорости можно не зафиксировать повышенную потерю сечения на малом по длине участке. Увеличение скорости приводит также к более быстрому износу башмаков датчика. На стволах с исходящей струей шахт, опасных по газу или пыли, проверка каната с нулевой отметки происходит в присутствии персонала вентиляционного надзора и с соблюдением соответствующих мер предосторожности.

Систематическая проверка шахтных подъемных канатов прибором ИИСК-3 производится специальной бригадой наладчиков (2—3 человека), находящейся в распоряжении ЦЭММ или наладочных управлений объединений. Посещение шахтных подъемных установок и проверка канатов производится согласно графику, утвержденному энергомеханическими управлениями объединений. Такая организация работ улучшает качество проверки канатов благодаря использованию квалифицированного обслуживающего персонала и повышению готовности самих приборов, а также уменьшает потребность в дефектоскопах.

Дефектоскопы ИИСК-3 серийно изготавливаются заводом «Красный металлист» (г. Конотоп).

Измеритель напряжений нагрузок в стальных канатах типа ИНСК — это переносной прибор, служащий для измерения частоты поперечных колебаний участка подъемного каната. Прибор предназначен для определения относительной перегрузки головных канатов многоканатных подъемных установок частотным методом.

Измеритель представляет собой комплект, состоящий из автономного измерителя частоты АИИ-1, индукционного датчика ДМ-2, камертонов на 25 и 80 Гц и зарядного устройства. Датчик подключается к измерителю частоты соединительным экранированным кабелем. Для хранения и транспортирования измерителя ИНСК есть упаковочный ящик.

Техническая характеристика

Исполнение:	
измерителя датчика	Защищенное Защищенное
Напряжение питания, В	9; 1,5
Источники питания измерителя:	
аккумулятор типа 7Д-0,1, шт.	1
элемент гальванический типа 1,3ЭМЦ-0,25, шт.	1
Пределы измерения частоты поперечных колебаний, Гц	5—25; 20—80
Относительная погрешность измерения частоты поперечных колебаний, %	1,5
Допустимый интервал температур окружающей среды, °С	—10 ÷ +30
Основные размеры, мм, не более:	
измерителя	255×170×110
датчика	255×215×100
Масса, кг, не более:	
измерителя	3
датчика	3,3

Измеритель работоспособен при относительной влажности воздуха не более 80%.

Возбуждение поперечных колебаний выделенного участка подъемного каната производится механическим ударом в его средней части самим датчиком. Напряжение с частотой свободных колебаний участка подъемного каната снимается с выхода магнита индукционного датчика, который для этого должен быть поднесен к канату на расстояние 10—30 мм. В качестве магнитоиндукционного датчика используется датчик ДМ-2, серийно изготавливаемый Днепропетровским заводом шахтной автоматики.

Опытно-промышленная партия измерителей ИНСК изготовлена по ТУ 24-7-13-65-70 заводом «Красный металлист» (г. Конотоп).

Дефектоскоп ДСК-УБ

Дефектоскоп ДСК-УБ предназначен для обнаружения и подсчета оборванных проволок в прядевых канатах с одним слоем прядей, а также в подъемных канатах закрытой конструкции. Дефектоскоп представляет собой переносной прибор, состоящий из индукционного датчика и счетного блока.

Принцип действия прибора основан на использовании полей рассеивания, возникающих у оборванных проволок при продольном намагничивании каната. Канат намагничивается двумя постоянными магнитами, расположенными по обе стороны каната в каждой половине датчика и создающими на небольшом участке продольное магнитное поле, замыкаю-

щееся через канат посредством двух пар ферромагнитных башмаков. Для удобства установки датчика на канате он состоит из двух шарнирно соединенных частей, которые при установке скрепляются специальным замком.

При движении каната относительно датчика поля рассеивания наводят импульс э. д. с. в искательных катушках датчика и фиксируются счетным устройством. Скорость движения каната при проверке должна быть $0,7 \pm 0,5$ м/с. При проверке каната с нулевой отметки на стволах с исходящей струей шахт, опасных по газу или пыли, следует соблюдать соответствующие меры по технике безопасности, так как исполнение дефектоскопа — нормальное. Дефектоскоп не фиксирует места обрывов проволок, где удалены концы оборванных проволок. Число обрывов суммируется счетным блоком по всей длине каната.

Применение прибора ДСК-УБ для обнаружения подсчета оборванных проволок еще не регламентируется Правилами безопасности и не является обязательным. Не установлены и нормы браковки при инструментальном контроле обрывов проволок, которые в принципе должны отличаться от норм браковки при визуальном осмотре, так как дефектоскоп фиксирует обрывы не только наружных, но и внутренних проволок в прядях. Однако прибор может служить дополнительным источником информации о состоянии каната, особенно когда на участке каната имеются одновременно и видимые обрывы наружных проволок, и коррозии, либо при общем большом числе обрывов проволок, в то время как на шаге свивки число обрывов не достигает предельного. Следует иметь в виду, что при эксплуатации нераскручивающихся канатов, а также всех трехграннопрядных канатов обрывы наружных проволок в местах контакта смежных прядей не всегда удается увидеть при визуальном осмотре, так как проволоки после усталостного или коррозионно-усталостного разрушения сохраняют свое положение и концы их не отслаиваются.

Дефектоскопы ДСК-УБ должны заказываться под конкретный диаметр каната. Изготавливаются они заводом маркшейдеровских инструментов (г. Харьков).

§ 12. Подъемные сосуды вертикальных стволов

Основными подъемными сосудами эксплуатационной шахты для выдачи горной массы на поверхность являются скипы.

Для спуска и подъема людей, угля, породы, различных материалов и горного оборудования,

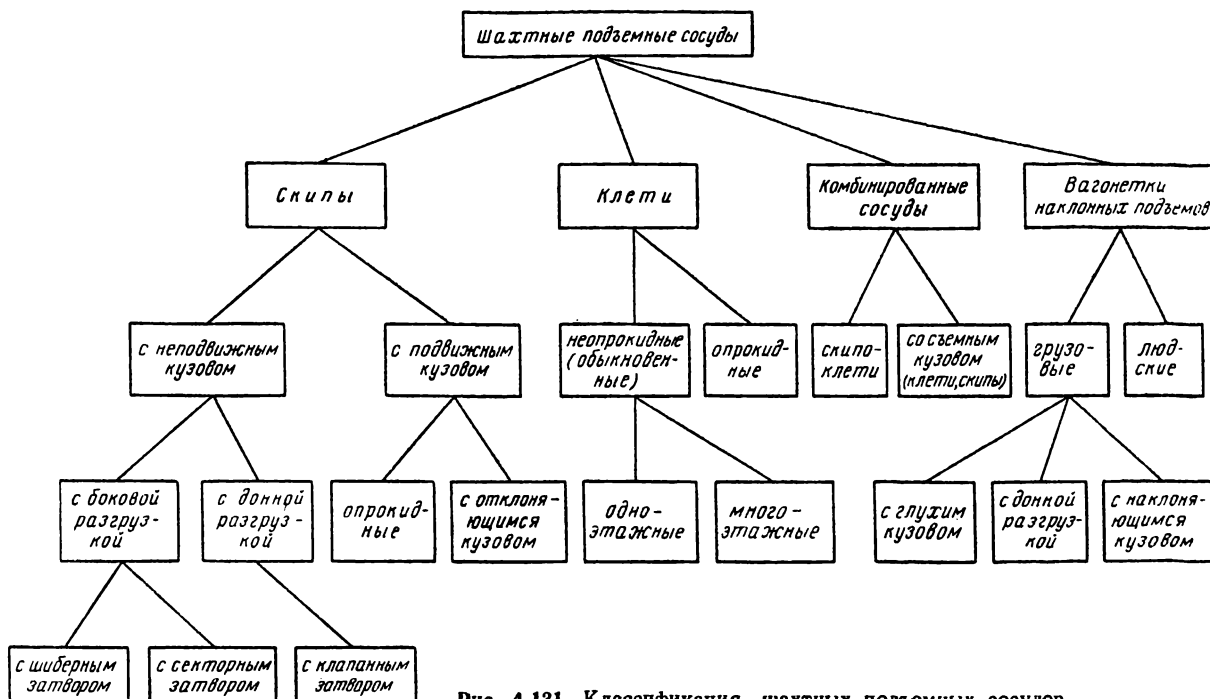


Рис. 4.131. Классификация шахтных подъемных сосудов

а также на инспекторских и аварийных подъемных установках применяются клетки.

В практике встречаются случаи применения на одном подъеме скипа в сочетании с клетью, навешенных постоянно на каждой ветви двухконцевого подъема.

В тех случаях, когда одна подъемная установка осуществляет подъем груза и выполняет вспомогательные функции, применяются комбинированные сосуды — скипо-клеть или специальная конструкция подъемного сосуда со сменным кузовом, в раме которого по необходимости может устанавливаться либо скип, либо клеть.

На рис. 4.131 приведена схема классификации шахтных подъемных сосудов по конструктивным признакам.

Особенности динамической системы «сосуд—армировка ствола» налагают на конструкцию подъемного сосуда ряд важных требований, особенно в отношении центровки:

а) центр тяжести груженого сосуда по высоте должен располагаться в середине;

б) приведенные оси рабочих подвесок головного и хвостового подвесных устройств в рабочем положении должны совпадать с вертикальной центральной осью сосуда;

в) конструкции как головных, так и хвостовых подвесных устройств следует выполнять так, чтобы в нормальном рабочем положении

подъемный сосуд был присоединен к ним одним рабочим звеном центрального расположения; при наличии предохранительных подвесок присоединительные звенья должны располагаться относительно оси рабочей подвески так, чтобы при обрыве последней сосуд не подвергался перекоосу в проводниках под действием собственного веса.

В стволах с канатными проводниками, а также в сочетании с многоканатными подъемными машинами со шкивом трения применяют только скипы с неподвижным кузовом и неопрокидываемые клетки. В обоих случаях подъемные сосуды по общей компоновке и исполнению конструкции идентичны с подъемными сосудами стволов с жесткими армировками и одноканатными подъемными машинами. Отличие заключается лишь в конструкциях подвесных (одноканатные и многоканатные) и направляющих (для жестких или канатных проводников) устройств.

Следует отметить, что к подъемным сосудам для канатных проводников нет необходимости предъявлять требования повышенной прочности и конструктивной жесткости, особенно изгибной, как это требуется в случае жестких армировок с постоянным шагом. Эти подъемные сосуды могут быть значительно облегчены при соблюдении требований типажа и унификации.

Скипы

По назначению скипы различают угольные и породные. Конструктивно они идентичны и различаются между собой в основном соотношениями основных размеров.

Загрузка скипа в шахте производится из бункера, оборудованного загрузочным устройством с весовым или объемным дозатором. Загрузка и разгрузка по отношению к скипу располагается с одной стороны. Кузов скипа выполняется в форме призматической оболочки, имеющей наибольший размер по вертикальной оси. Закрепляется кузов подвижно или неподвижно на несущей конструкции — раме,

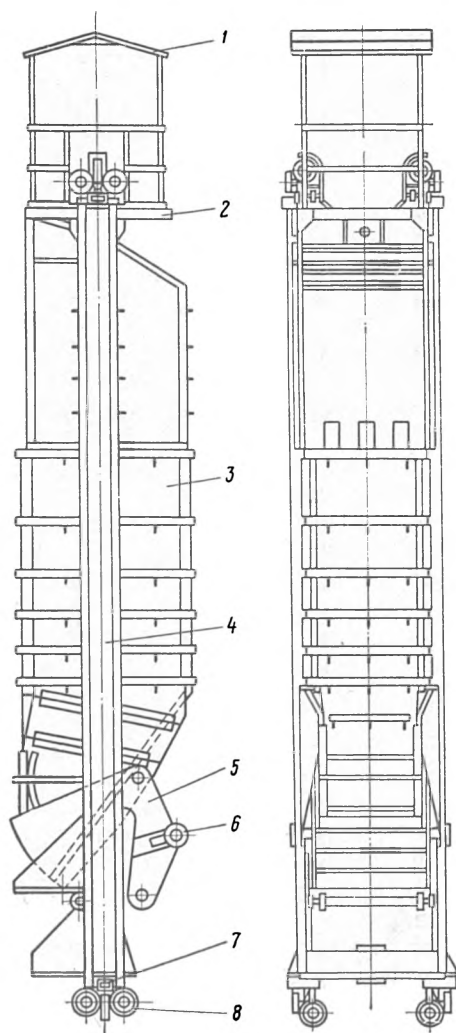


Рис. 4.132. Общий вид угольного скипа с неподвижным кузовом и секторным затвором:

1 — зонт; 2 — смотровая площадка; 3 — кузов; 4 — рама; 5 — секторный затвор; 6 — разгрузочные ролики; 7 — предохранительные башмаки; 8 — рабочие роликовые направляющие

к которой присоединяются подвесные устройства.

Способ разгрузки определяет разделение скипов на три группы: скипы с неподвижным кузовом, с отклоняющимся кузовом и опрокидные.

В настоящее время на шахтах преимущественное распространение получили скипы с неподвижным кузовом. Ограничено применяются скипы с отклоняющимся кузовом, а также опрокидные скипы.

Емкость эксплуатируемых скипов преимущественно составляет 7—15 м³ при одноканатных подъемных машинах и 9,5—15 м³ при многоканатных. В отдельных случаях эксплуатируются угольные скипы одноканатного подъема емкостью 20 м³, а многоканатного — до 35 м³. Скорость движения скипов вертикального подъема 4—13,5 м/с.

В табл. 4.58 приведены основные параметры скипов типового ряда, применяемых на новых, реконструируемых и действующих шахтах угольной промышленности.

Для шифровки моделей скипов приняты следующие условные обозначения:

буквенный индекс «СН» — скип с неподвижным кузовом; буквенный индекс «СО» — скип с опрокидным кузовом; цифра слева от буквенного индекса — порядковый номер типоразмера при одной и той же емкости скипа; цифра справа от буквенного индекса — геометрическая емкость скипа, м³; цифра справа через дефис — порядковый номер модели данного типоразмера в зависимости от типа подъема («1» — одноканатный, «2» — многоканатный).

К конструкциям скипов предъявляются следующие требования: обеспечение автоматической загрузки и разгрузки; обеспечение устойчивого положения кузова при движении в стволе; исключение отказов механизма затвора и самопроизвольной разгрузки; исключение просыпания груза при движении в стволе и в периоды загрузки и разгрузки; обеспечение должной жесткости кузова и рамы.

Скипы с неподвижным кузовом обладают наилучшими эксплуатационными показателями и получили наибольшее распространение в угольной промышленности.

Кузов скипа (рис. 4.132) крепится жестко к раме или составляет вместе с несущими элементами силовую конструкцию — безрамные скипы (рис. 4.133). Последние обладают немаловажным достоинством — повышенными показателями конструктивной жесткости, что весьма важно для подъемных установок большой интенсивности в стволах с жесткими армировками.

Таблица 4.58

Параметры	Технические данные типажного ряда скипов емкостью, м³							
	2,6	4	5		7	9,5		
Грузоподъемность, т: уголь	2,2	3,3	4,2	—		5,6	8,5	
порода	—	5,3	6,7		9,0	13,6		
Тип скипа	Опрокидной	С неподвижным кузовом						
Модель скипа	1CO2,6	2CH4-1	2CH5-1	3CH5-1	3CH5-2	2CH7-1	2CH9,5-1	2CH9,5-2
Размеры скипа, мм: ширина	1170	1350	1540	1700		1540	1540	
длина	1390	1700	1850	1400		1850	1850	
Тип затвора	—	Секторный		Клапанный		Секторный		
Ориентировочная масса скипов (с подвесными устройствами), т	—	—	—	7,17	10,6	7,54	8,46	13,4
Коэффициент тары	—	—	—	1,43	2,12	1,08	0,89	1,41
Минимальное расстояние между проводниками, мм	1310	—	1670	1830		1670		
Разработчик базовой модели скипа	Сибгипрошахт			Южгипрошахт		Сибгипрошахт		
Преимущественное применение	Уголь	Уголь и порода		Порода		Уголь и порода		

Параметры	Технические данные типажного ряда скипов емкостью, м ³										
	9,5		11					15			
Грузоподъемность, т: уголь	—		—		9,3			13			
порода	13,6		15		15		—		—		
Тип скипа	С неподвижным кузовом										
Модель скипа	ЗСН9,5-2 ЗСН9,5-1	ЗСН11-2		ЗСН11-1	1СН11-1	1СН11-2	5СН11-2		5СН11-1	2СН15-1	2СН15-2
Размеры скипа, мм: ширина	1700		1700		1540			1740		1740	
длина	1400		1600		1850		2230		2230		
Тип затвора	Клапанный				Секторный						
Ориентировочная масса скипов (с подвесными устройствами), т	14,4	9,84	14,9	11,3	8,9	13,9	—		8,62	10,8	16,7
Коэффициент тары	1,52	1,03	1,36	1,03	0,81	1,26	—		0,79	0,72	1,05
Минимальное расстояние между проводниками, мм	1830		1800		1670			1830			
Разработчик базовой модели скипа	Южгипрошахт				Сибгипрошахт						
Преимущественное применение	Порода				Уголь и порода			Уголь			

Параметры	Технические данные типажного ряда скипов емкостью, м ³								
	15	20			25		35		55
Грузоподъемность, т: уголь	—	17,5			21		30		—
порода	21	—			—		—		—
Тип скипа	С неподвижным кузовом								
Модель скипа	1СН15-2	1СН20-1	1СН20-2	3СН20-2	1СН25-2	2СН25-2	1СН35-2	2СН35-2	1СН55-2
Размеры скипа, мм: ширина	1700	1740		2200	1900	2200	1900	2200	3000
длина	1600	2230		2800	2350	2800	2350	2800	3800
Тип затвора	Клапанный	Секторный							
Ориентировочная масса скипов (с подвесными устройствами), т	—	11,9	16,6	17,8	21,2	20,9	26,7	25,7	—
Коэффициент тары	—	0,60	0,83	0,89	0,85	0,84	0,76	0,73	—
Минимальное расстояние между проводниками, мм	1800	1830		2300	2060	2300	2060	2300	—
Разработчик базовой модели скипа	Южгипрошахт	Сибгипрошахт							
Преимущественное применение	Порода	Уголь							
Примечание: У скипов емкостью 2,6; 4; 7; 9,5; 11; 15; 20 м ³ тип подъема — одноканатный. У скипов емкостью 5; 9,5; 11; 15; 20; 25; 35; 55 м ³ — многоканатный									

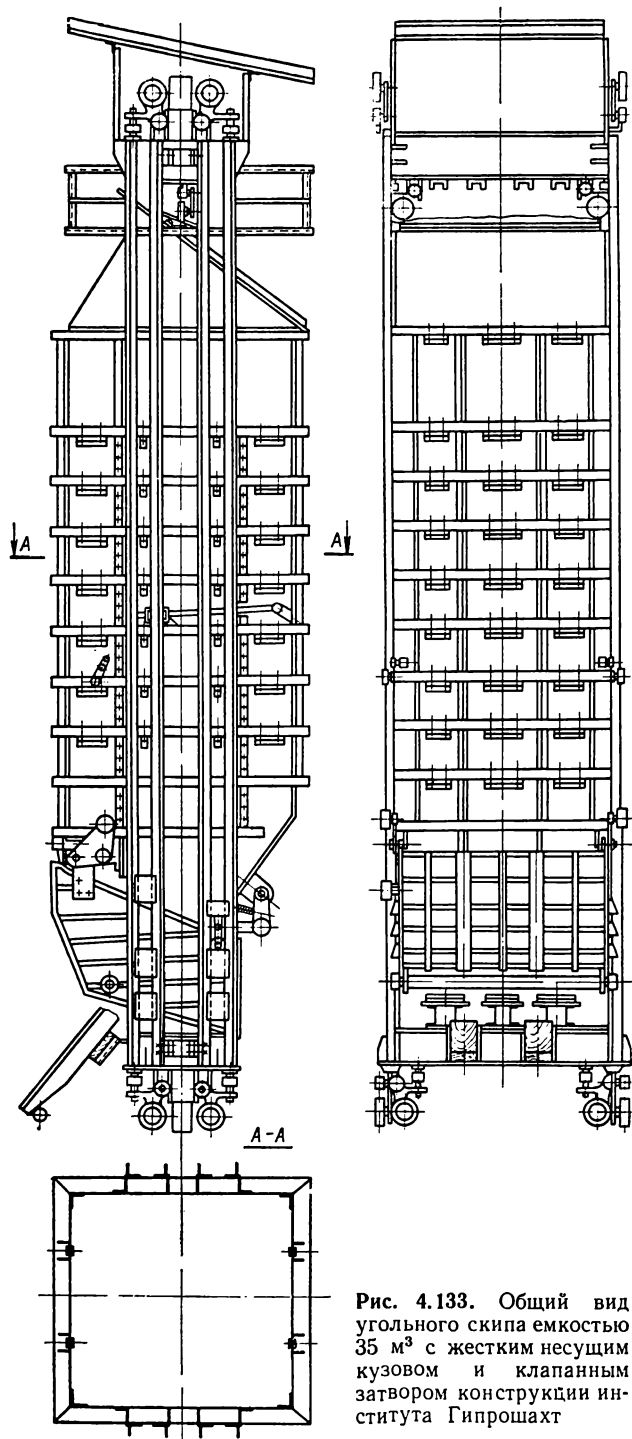


Рис. 4.133. Общий вид угольного скипа емкостью 35 м³ с жестким несущим кузовом и клапанным затвором конструкции института Гипрошахт

Разгрузка скипа осуществляется путем выпуска насыпного груза под действием собственного веса через боковое или донное отверстие кузова, оборудованное специальным механизмом затвора. В конструкции с донной разгруз-

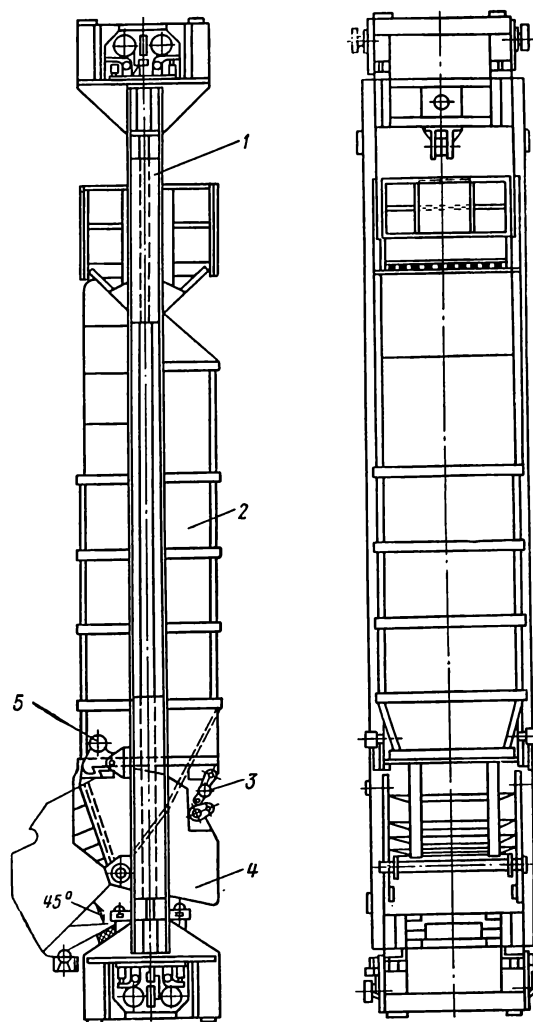


Рис. 4.134. Общий вид породного скипа с неподвижным кузовом и клапанным затвором конструкции института Южгипрошахт:

1 — рама; 2 — кузов; 3 — замок затвора с приводным роликом; 4 — лоток; 5 — защелка с приводным роликом и фиксатором

кой применяется затвор клапанного типа (рис. 4.134), а при боковой — секторного типа (см. рис. 4.132). Механизм затвора приводится в действие от разгрузочных кривых, с которыми при движении скипа в зоне разгрузки взаимодействуют разгрузочные ролики.

Угольный скип с неподвижным кузовом и секторным затвором представляет собой сварной короб, усиленный горизонтальными ребрами жесткости, к боковым стенкам которого приварены вертикальные стойки рамы, которые вверху и внизу соединены горизонтальными несущими балками. По концам вертикальных стоек рамы крепятся направляющие устройства. Разгрузочное отверстие, закрываемое за-

твором, расположено в нижней части передней стенки. В месте расположения секторного затвора боковые стенки кузова имеют небольшой скос, т. е. изогнуты таким образом, что между ними и рамой имеется зазор. В этом зазоре размещаются боковые стенки секторного затвора и выдвижного решетка, расположенного под затвором. Ось вращения последнего укреплена на наклонном днище кузова.

На боковых стенках секторного затвора установлены на осях разгрузочные ролики. При входе роликов в разгрузочные кривые происходит открывание затвора, а также перемещение решетки в сторону разгрузочной воронки бункера. После разгрузки скип опускается и затвор с решеткой принудительно возвращается в исходное положение.

В конструкциях скипов параметрического ряда емкостью 4—35 м³, разработанных институтом Сибгипрошахт, предусмотрено смещение (эксцентриситет) оси вращения секторного затвора (рис. 4.135) по отношению к центру радиуса секторной дуги с целью уменьшения нагрузки на кривые и проводники в копре во время разгрузки скипа. Во избежание поломки шарнира, соединяющего сектор с решеткой, опорные ролики размещаются на днище решетки.

Большой собственный вес, концентрация напряжений в месте сужения нижней части кузова и примыкания рамы, большой путь разгрузки и значительные динамические нагрузки предопределили необходимость совершенствования конструкции скипа и, в частности, затвора.

Поиски новых решений в институтах Южгипрошахт и Гипрошахт привели к созданию скипов с клапанным затвором. Продолжаются работы по созданию еще более совершенного затвора — шиберного с автономным приводом.

Управляется механизм затвора (см. рис. 4.134), как и секторный, от разгрузочных кривых. Затвор имеет два основных замка, расположенные у задней стенки, и две предохранительные защелки с фиксаторами, укрепленные на передней части боковых стенок кузова. Замки служат для удержания лотка в закрытом положении и состоят из двух запорных рычагов, подвешенных при помощи шарниров и тяг к наклонной части днища кузова, а также соединительных звеньев, роликов и других деталей. Защелки представляют собой два крюка, на каждом из которых закреплен ролик. Крюки удерживаются в закрытом положении пружинами. Раскрытие основных и предохранительных замков производится при входе роликов в кривые.

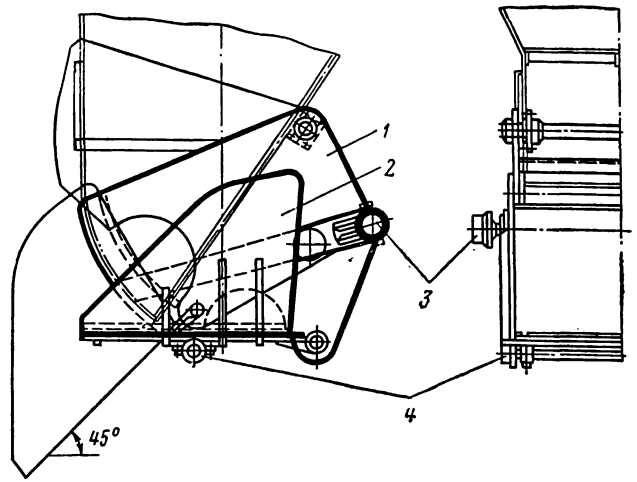


Рис. 4.135. Секторный затвор скипа конструкции института Сибгипрошахт:

1 — сектор; 2 — выдвижной рештак; 3 — разгрузочный ролик; 4 — опорный ролик решетки

Чтобы предотвратить падение и обеспечить плавное срабатывание клапанного затвора при открывании, в некоторых конструкциях на боковых стенках лотка предусмотрены кривые, в которые входят ролики, установленные на копре.

Применительно к большегрузным скипам (см. рис. 4.133) в институте Гипрошахт разработана конструкция с клапанным затвором, которая успешно эксплуатируется на шахтах севера.

Отличительной особенностью этих скипов является отсутствие сужения кузова и большое выходное отверстие. В нижней части кузова под разгрузочным окном на оси крепится затвор сварной конструкции, состоящий из днища и двух боковых фигурных стенок. Запирание затвора осуществляется при помощи левого и правого замковых механизмов, а также двух защелок. Обкатывание ролика затвора по кривым, расположенным на копре, обеспечивает его плавное открывание и закрывание.

Скипы с отклоняющимся кузовом не находят широкого применения и функционируют лишь на одноканатных подъемных установках старых шахт.

Кузов такого скипа (рис. 4.136) представляет собой сварной короб, который подвешен в раме на смещенной к задней стенке оси. Выпускное донное отверстие закрывается откидным днищем — клапаном, шарнирно закрепленным на скосе задней стенки и лежащим на роликах опорной оси. Когда сосуд подходит к приемному бункеру, разгрузочные ролики входят в отклоняющиеся кривые, в результате чего кузов поворачивается вокруг оси и отклоняется от транс-

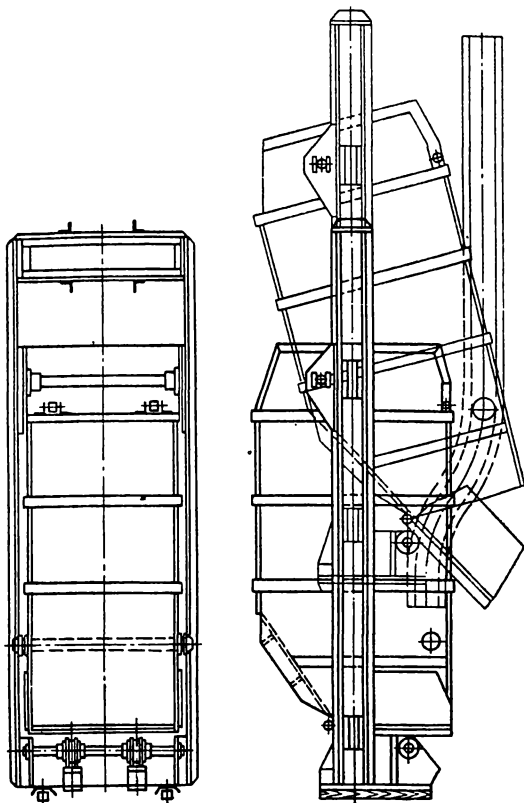


Рис. 4.136. Вид скипа с отклоняющимся кузовом в транспортном положении и при разгрузке

портного положения. При этом откидное днище, прокатываясь по опорным роликам вперед, открывается, образуя в крайнем положении с задней наклонной стенкой кузова наклоненную под углом 45° плоскость выпуска.

Поскольку ось подвески кузова смещена относительно его центра тяжести, то при этом постоянно действует восстанавливающий момент от веса кузова, направленный на возвращение кузова в транспортное положение и закрытие затвора. Это надежно предохраняет скип от самопроизвольной разгрузки.

Ограниченное применение скипов такой конструкции объясняется прежде всего их недостаточной конструктивной жесткостью и относительно большими динамическими нагрузками, возникающими при входе в разгрузочные кривые.

Наличие периода дотяжки скипа при входе в кривые на малой скорости усложняет тахограмму подъема, растягивает время разгрузки и требует увеличения высоты копра.

Опрокидные скипы (рис. 4.137) применяются только на одноканатных подъемных установках небольшой производительности.

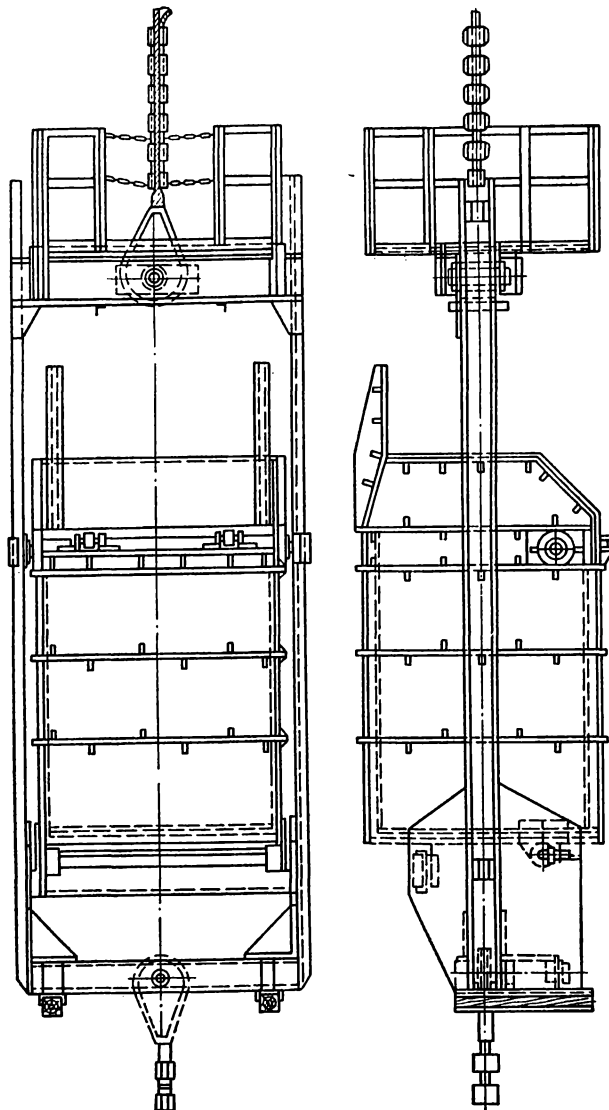


Рис. 4.137. Общий вид опрокидного скипа

Основными узлами конструкции являются кузов и несущая рама.

Кузов выполнен в виде призматического короба с горизонтальным глухим днищем. Он размещен в раме и опирается на нижний пояс ее в двух местах: со стороны передней стенки — на донную ось, вокруг которой производится опрокидывание; со стороны задней стенки в вертикальном транспортном положении — днищем на поперечную балку нижнего пояса рамы.

В верхней части кузова на боковых стенках укреплены разгрузочные ролики, посредством которых в разгрузочных кривых осуществляется опрокидывание скипа. На задней стенке кузова имеются специальные полки, которыми

скип при опрокидывании опирается на копро-вые поддерживающие ролики для перехода на вертикальную часть разгрузочных кривых.

При разгрузке скипа разгрузочные ролики входят в разгрузочные кривые, укрепленные на копре, и выводят кузов из рамы, заставляя его поворачиваться вокруг своей опорной оси. В конечном положении кузов, опрокинувшись на 135° , опирается через верхний срез передней стенки. После разгрузки рама скипа опускается по проводникам вниз и кузов снова занимает транспортное положение.

Опрокидные скипы отличаются простотой конструкции. При выдвиге горной массы высокой влажности и с большим содержанием мелких классов разгрузка происходит быстро и без залипания.

Этим скипам присущи все отмеченные выше недостатки скипов с отклоняющимся кузовом. Особенно неблагоприятно на параметры подъемной установки и копер влияет большой путь разгрузки, который определяется высотой кузова и несоразмерно увеличивается с ростом грузоподъемности. Отмеченные конструктивные недостатки, а также большой собственный вес скипа, сложные и мощные разгрузочные кривые, большой дополнительный объем надшахтного сооружения в зоне разгрузки ограничивают емкость сосудов этого типа. Поэтому на новых и реконструируемых шахтах опрокидные скипы практически не применяются.

Пути совершенствования отечественных конструкций современных скипов в ближайшее время заключаются в основном в увеличении их емкости (до 55 м^3), в применении высокопрочных и износостойких материалов в сочетании с жесткой несущей цельносварной конструкцией неподвижного кузова, в разработке совершенного затвора с автономным приводом, исключаящим разгрузочную дотяжку скипа и громоздкие разгрузочные кривые.

Клет

По конструктивному исполнению различают неопрокидные (обыкновенные) и опрокидные клетки, а по технологии изготовления — клепаные и сварные.

По транспортному назначению клетки различают грузо-людские и людские. Последние, как правило, применяются на инспекторских подъемах и не снабжены устройствами для размещения и фиксации грузовых вагонеток.

Неопрокидные клетки бывают одно- и многоэтажные. Однако в отечественной практике в основном применяют клетки не более чем с двумя этажами.

Подавляющее большинство эксплуатируемых клеток составляют клетки неопрокидные для одноканатного подъема. Они применяются на двухклетевых или одноклетевых с противосом подъемах главных и вспомогательных стволов шахт, оснащенных посадочными устройствами различных типов: посадочными кулаками, качающимися площадками, посадочными брусьями. Эти клетки различаются числом этажей, размерами в плане и по высоте, типом и расположением проводников и направляющих устройств, парашютных и подвесных устройств, типом и размерами транспортируемых в них вагонеток, стопорами, конструктивным исполнением несущего каркаса.

В табл. 4.59 помещены основные характеристики унифицированных неопрокидных клеток одноканатного подъема (в соответствии с типажом), изготавливаемых в настоящее время для действующих и реконструируемых шахт.

Шифр, принятый типажом для унифицированных клеток, обозначает: буквенный индекс «УКН» — унифицированную клеть неопрокидную; буквенный индекс «УКО» — унифицированную клеть опрокидную; цифра слева от буквенного индекса — этажность клетки (кроме клетки ЗУКН4,5-3); цифра справа от буквенного индекса — длину клетки, м; цифра справа через дефис — тип и расположение проводников.

В табл. 4.60 приведены характеристики неопрокидных клеток параметрического ряда при одноканатном подъеме (в соответствии с типажом), предназначенных для новых и реконструируемых шахт.

Шифр, принятый типажом для клеток параметрического ряда, обозначает: буквенный индекс «КН» — клеть неопрокидную; цифра слева от буквенного индекса — этажность; цифра справа от буквенного индекса — длину клетки, м; цифра справа через дефис — тип подъема («1» — одноканатный, «2» — многоканатный). Эти клетки находятся в стадии проектирования, и лишь отдельные типоразмеры эксплуатируются в качестве опытных образцов.

В табл. 4.61 приведены характеристики неопрокидных клеток, предусмотренных типажом для многоканатных подъемных установок, а в табл. 4.62 — основные параметры и размеры унифицированных опрокидных клеток для одноканатного подъема.

Неопрокидные клетки (рис. 4.138) для одноканатного подъема представляют собой несущий стальной каркас, обшитый перфорированной листовой сталью и снабженный направляющими устройствами, рельсовой колеей для вагонетки, стопорным, подвесным и парашютным устройствами.

Таблица 4.59

Типоразмер клетки	Длина, мм	Ширина в свету, мм	Грузоподъемность, т	Тип проводников и их расположение	Типоразмер транспортируемых вагонеток	Коэффициент тары
1УКН1,2-1	1200	830	1,5	Деревянные, двусторонние	ВОК-35 *	0,59
1УКН1,4-1	1400	970	2,3	То же	ВГ-0,7 УВО-0,5	0,48
1УКН1,55-1	1550	960	2,1		УВГ-0,8 УВГ-1,0	0,73
2УКН1,55-1	1550	960	4,2		УВГ-1,0	0,59
1УКН1,9-1	1900	960	2,5	»	УВГ-1,2	0,71
2УКН1,9-1	1900	960	5,0	»	УВГ-1,2	0,54
1УКН1,9-2	1900	960	2,5	Рельсовые, двусторонние	УВГ-1,2	0,88
2УКН1,9-2	1900	960	5,0	То же	УВГ-1,2	0,67
1УКН2-1	2000	1320	4,0	Деревянные, двусторонние	ВГ-1,2 УВО-0,8	0,47
1УКН2-2	2000	1320	4,0	Рельсовые, двусторонние	УВО-0,8	0,50
1УКН2,5-1	2500	1320	4,0	Деревянные, двусторонние	ВГ-1,2 УВО-1,0	0,51
1УКН2,5-2	2500	1320	4,0	Рельсовые, двусторонние	УВО-1,0	0,55
1УКН2,55-1	2550	1020	3,0	Деревянные, двусторонние	УВГ-1,3	0,89
2УКН2,55-1	2550	1020	6,0	Деревянные, двусторонние	УВГ-1,4	0,68
1УКН2,55-2	2550	1020	3,0	Рельсовые, двусторонние	УВГ-1,4	0,92
2УКН2,55-2	2550	1020	6,0	То же	УВГ-1,4	0,69
1УКН2,55-3	2550	1020	3,0	Рельсовые, односторонние	УВГ-1,4	0,94
2УКН2,55-3	2550	1020	6,0	То же	УВГ-1,3 УВГ-1,4	0,67
1УКН2,8-1	2800	1336	4,0	Деревянные, двусторонние	ВГ-1,2 УВО-1,0	0,97
1УКН3-1	3000	1336	4,0	То же	УВО-1,0	1,01
1УКН3,1-1	3100	1370	7,0	»	ВГ-1,2 ВГ-2,2	0,54
1УКН3,1-2	3100	1370	7,0	Рельсовые, двусторонние	ВГ-2,2 ВГ-1,2	0,54
1УКН3,2-1	3200	1456	9,9	Деревянные, двусторонние	ВГ-2,2 УВГ-1,6	0,52
2УКН3,2-1	3200	1456	7,8	То же	УВГ-1,6 ВГ-2,2	0,91
1УКН3,3-2	3300	1000	3,6	Рельсовые, двусторонние	УВГ-1,6	0,83
2УКН3,3-2	3300	1000	7,2	То же	УВГ-1,6	0,73
1УКН3,3-3	3300	1000	3,6	Рельсовые, односторонние	УВГ-1,6	0,81
2УКН3,3-3	3300	1000	7,2	То же	УВГ-1,6	0,71

* Существующая вагонетка, не предусмотренная типажом вагонеток.

Продолжение табл. 4.59

Типоразмер клетки	Длина, мм	Ширина в свету, мм	Грузоподъемность, т	Тип проводников и их расположение	Типоразмер транспортируемых вагонеток	Коэффициент тары
1УКН3,5-1	3500	1675	9,0	Деревянные, двусторонние	УВБ-2,5	0,67
1УКН3,5-1	3500	1340	7,0	То же	ВГ-2,2	0,72
2УКН3,5-1	3500	1340	14,0	Деревянные, двусторонние	ВГ-2,2	0,61
1УКН3,6-1	3600	1400	5,2	То же	УВГ-2,5 УВД-2,5	0,74
2УКН3,6-1	3600	1400	10,4		УВД-2,5	0,64
1УКН3,6-2	3600	1400	5,2	Рельсовые, двусторонние	УВД-2,5	0,74
2УКН3,6-2	3600	1400	10,4	То же	УВД-2,5	0,63
1УКН3,6-3	3600	1400	5,2	Рельсовые, односторонние	УВД-2,5	0,74
2УКН3,6-3	3600	1400	10,4	То же	УВД-2,5	0,68
1УКН3,7-3	3700	1456	7,5		ВГ-2,5 УВБ-1,6	0,90
2УКН3,7-3	3700	1456	7,5	Рельсовые, односторонние	ВГ-2,5 УВБ-1,6	1,15
1УКН4-1	4000	1476	6,6	Деревянные, двусторонние	УВГ-3,3	0,71
2УКН4-1	4000	1476	13,2	То же	УВГ-3,3	0,66
1УКН4-1	4000	1476	6,6	Рельсовые, двусторонние	УВГ-3,3	0,71
2УКН4-2	4000	1476	13,2	То же	УВГ-3,3	0,66
1УКН4-3	4000	1476	6,6	Рельсовые, односторонние	УВГ-3,3	0,76
2УКН4-3	4000	1476	13,2	То же	УВГ-3,3	0,65
1УКН4,5-3	4500	1550	13,0		ВГ-4,0у ВГ-3,3	0,65
2УКН4,5-3	4500	1550	13,2	»	ВГ-3,3	0,9
3УКН4,5-3	4500	1500	10,0	Рельсовые, односторонние	ВГ-4,0у ВГ-2,2 и две ВГ-1,2	0,54

Таблица 4.60

Типоразмер клетки	Длина, мм	Ширина в свету, мм	Грузоподъемность, т	Тип проводников	Типоразмер транспортируемых вагонеток
1КН1,4-1	1400	970	2,3	Деревянные	ВГ-0,7 УВО-0,5
1КН2-1	2000	1320	4,0	Деревянные и металлические	ВГ-1,2 УВО-0,8
1КН2,55-1	2550	1020	3,2	Металлические, жесткие и канатные	УВГ-1,3 УВГ-1,4
2КН2,55-1	2550	1020	6,5	То же	УВГ-1,4
1КН3,1-1	3100	1370	7,0	Металлические, жесткие и деревянные	ВГ-2,2 ВГ-1,2

Продолжение табл. 4.60

Типоразмер клетки	Длина, мм	Ширина в свету, мм	Грузоподъемность, т	Тип проводников	Типоразмер транспортируемых вагонеток
2КН3,1-1	3100	1370	8,0	Металлические, жесткие и деревянные	ВГ-1,2
1КН3,6-1	3600	1400	5,5	Металлические, жесткие и канатные	УВГ-2,5, УВД-2,5
2КН3,6-1	3600	1400	11,5	То же	УВД-2,5
1КН3,6-3	3600	1400	7,0		ВГ-2,2
2КН3,6-3	3600	1400	14,0		ВГ-2,2
1КН4-1	4000	1500	9,0		УВГ-3,3, ВГ-4,0, УВД-3,3, ВД-4,0
2КН4-1	4000	1500	11,0		УВГ-3,3, ВГ-4,0, УВД-3,3, ВД-4,0
1КН4,5-1	4500	1500	13,0	Металлические, жесткие и канатные	ВГ-4,0у, ВГ-2,2 и две ВГ-1,2
2КН4,5-1	4500	1500	14,0	То же	ВГ-2,2 и две ВГ-1,2
1КН5,2-1	5200	1650	13,0		ВД-5,6, ВГ-4,0, УВГ-3,3, УВГ-2,5, ВГ-4,0у
2КН5,2-1	5200	1650	13,0		ВГ-4,0у

Таблица 4.61

Типоразмер клетки	Размер в плане, мм		Этажность	Типоразмер транспортируемых вагонеток
	длина	ширина		
2КН3,6-2	3600	1400	2	УВГ-2,5, ВГ-2,2
1КН4-2	4000	1500	1	ВД-4,0
2КН4-2	4000	1500	2	ВД-4,0
1КН4,5-2	4500	1500	1	ВД-4,0
2КН4,5-2	4500	1500	2	ВД-4,0
1КН5,2-2	5200	1650	1	ВД-4,0
2КН5,2-2	5200	1650	2	ВД-4,0

Клепанный каркас состоит из нескольких горизонтальных поясов (двух для одноэтажных и трех для двухэтажных), соединенных между собой вертикальными стойками и раскосами. Средний и нижний пояса представляют собой плоскую замкнутую раму, выполненную из гнутого швеллера и усиленную полосами и косынками в местах изгибов по углам. Стойки

выполнены из уголков и швеллеров и располагаются по четыре с каждой боковой стороны клетки. Угловые стойки приклепываются к косынкам рам, а средние — в местах, соответствующих расположению колес вагонеток. Боковые стороны клеток обшиваются перфорированной листовой сталью, а торцовые стороны оборудуются съемными дверями.

Рамы горизонтальных поясов, за исключением верхней, покрываются листовой сталью и служат полом для каждого этажа клетки. На полу закреплены рельсы и стопоры. Рама верхнего пояса покрыта крышей и снабжена несущими поперечными балками, к которым присоединены подвесное и парашютное устройства. Направляющие устройства размещают на обвязочных поясах согласно расположению проводников.

Крыша клетки состоит из трех частей, каждая из которых в случае необходимости легко снимается. Загнутые к низу края крыши исключают возможность попадания воды в клетку. Средняя часть крыши снимается, когда требуется произвести замену пружины парашюта. Крайние части крыши снимаются при спуске длинно-

Таблица 4.62

Параметры	Типоразмер клетки					
	УКО2.55-1	УКО2.55-2	УКО3.6-1	УКО3.6-2	УКО4-1	УКО4-2
Грузоподъемность, т, не более	2,9	2,9	5,2	5,2	6,5	6,5
Тип проводника	Деревянный	Металлический	Деревянный	Металлический	Деревянный	Металлический
Основные размеры, мм:						
длина	2550	2550	3600	3600	4000	4000
ширина	1004	1004	1384	1384	1468	1468
высота	6260	6260	7130	7130	7760	7760
Масса, т, не более	4,5	4,5	6,5	6,5	8,0	8,0

мерных материалов. Предусмотренный горизонтальный полук на крайних частях крыши создает удобство обслуживания и осмотра парашюта, подвесного устройства и армировки ствола. Части крыши удерживаются на клетки с помощью специально предусмотренных угольников, которые при движении клетки по стволу не позволяют им смещаться в сторону.

В унифицированных клетях в качестве материала для крыши и дверей применен дюралюминий, позволяющий уменьшить массу клетки вдвое в сравнении со сталью.

На крыше клетки установлено ограждение, предохраняющее людей, находящихся там при осмотре подвесного устройства и армировки ствола.

К поперечным балкам нижнего обвязочного пояса присоединено подвесное устройство уравновешивающих канатов.

Неопрокидным клетям присущи следующие недостатки. Имеет место ограниченная возможность увеличения полезной нагрузки, так как это определяется типоразмером вагонетки. Увеличение же числа вагонеток, размещаемых в клетях, приводит к увеличению сечения ствола или числа этажей клетки. Последнее приводит к сложным маневрам подъемной установкой в периоды погрузочно-разгрузочных операций, а следовательно, к неоправданным производительным затратам времени. Кроме того, по сравнению со скиповым подъемом, требуется оборудовать приемные площадки сложной системой откатки и специальным оборудованием обмена вагонеток.

С введенным в действие унифицированных клетей (согласно типу) отпадает существовавший традиционный недостаток неопрокидных клетей по сравнению со скипами — более высокий коэффициент тары. Прежде он соста-

влял для клетей 1,6—2,5 и для скипов 0,6—1,0. В настоящее время расхождение в коэффициенте тары сглажено, и он составляет для унифицированных клетей 0,85—1,3, а для типажных скипов 0,65—1,2.

Опрокидные клетки. Металлоконструкция опрокидной клетки (рис. 4.139) состоит из двух частей: вертикальной рамы с нижним несущим поясом и опрокидывающейся платформы, на которой размещается вагонетка.

Опрокидывающаяся платформа соединена с рамой при помощи горизонтальной оси, смещенной по отношению к раме.

Рама клетки состоит из двух вертикальных профильных стоек. В них по обеим сторонам помещены направляющие устройства (башмаки). Вертикальные стойки рамы в нижней и верхней частях соединены поперечными балками из швеллеров, образующих жесткую конструкцию. К верхней поперечной балке рамы прикреплены элементы крыши, подвесное и парашютное устройства.

Опрокидывающаяся платформа представляет собой каркас, состоящий из горизонтальной рамы и боковых стенок, склепанных из швеллеров и уголков, обшитых перфорированной листовым сталью.

В верхней части по обеим сторонам боковых стенок расположены разгрузочные ролики. Горизонтальная рама платформы перекрыта металлическим листом, образующим пол, на котором установлены рельсы для вагонетки и стопоры. На торцовые стороны опрокидывающейся платформы навешены съемные двери. Опрокидная клеть в околоствольном дворе загружается вагонеткой так же, как и неопрокидная, а разгружается на поверхности автоматически при помощи разгрузочных кривых, установленных на копре.

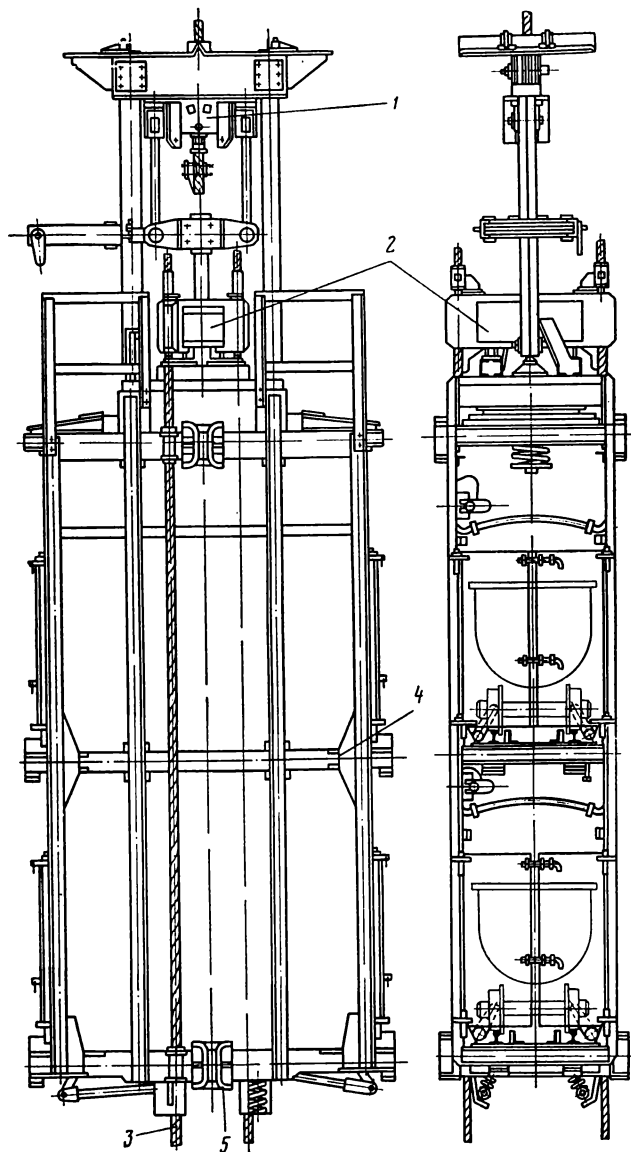


Рис. 4.138. Общий вид неопрокидной двухэтажной клетки для рельсовых проводников двустороннего расположения с парашютом ТК:

1 — подвесное устройство с коушем типа КРГ; 2 — ловитель парашюта; 3 — тормозной канат; 4 — несущий каркас; 5 — направляющий башмак

Разгрузочные ролики клетки входят в разгрузочные кривые, и при этом опрокидывающаяся платформа с находящейся на ней вагонеткой поворачивается вокруг оси.

До тех пор, пока центр тяжести опрокидной платформы вместе с грузовой вагонеткой не переместится за вертикальную плоскость, проходящую через ось вращения, разгрузочный ролик клетки будет перекачиваться по кривой. При переходе центра тяжести через указанную

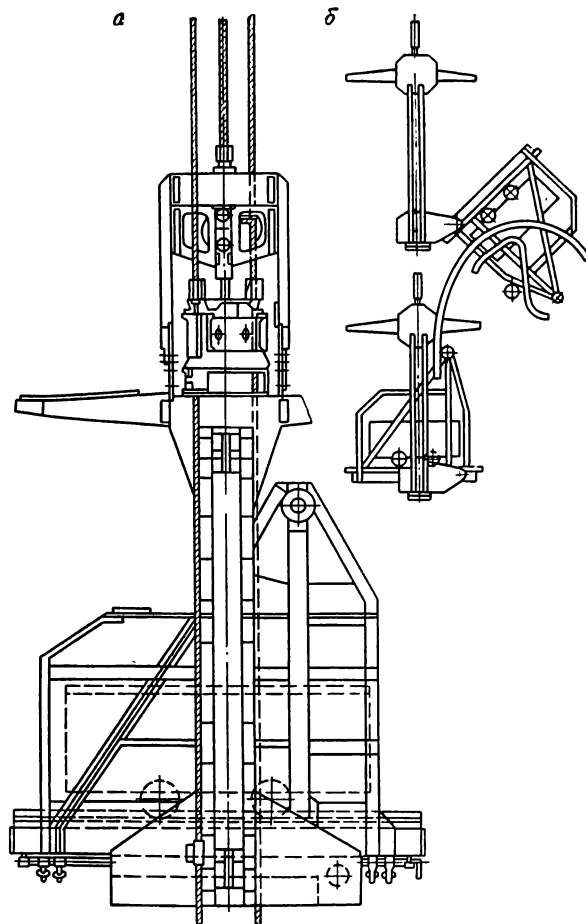


Рис. 4.139. Общий вид опрокидной клетки для рельсовых проводников двустороннего расположения с парашютом ТК (а) и схема разгрузки в кривых копра (б)

плоскость разгрузочный ролик клетки выходит из кривой и опрокидывающаяся платформа опускается на опорные ролики копра. При дальнейшем подъеме рамы опрокидывающаяся платформа, обкатывая опорные ролики, наклоняется на угол 135° , соответствующий полной разгрузке вагонетки.

В случае переподъема разгрузочные ролики переходят на дополнительные кривые.

Опрокидным клетям свойственны все недостатки опрокидных скипов, усугубленные более неблагоприятным соотношением полезного и собственного весов.

Сложность эксплуатации и отмеченные выше несовершенства опрокидных клеток обуславливают необходимость отказа от применения их на подъемных установках новых и реконструируемых шахт.

Скипо-клетки в настоящее время находят применение в тех случаях, когда необхо-

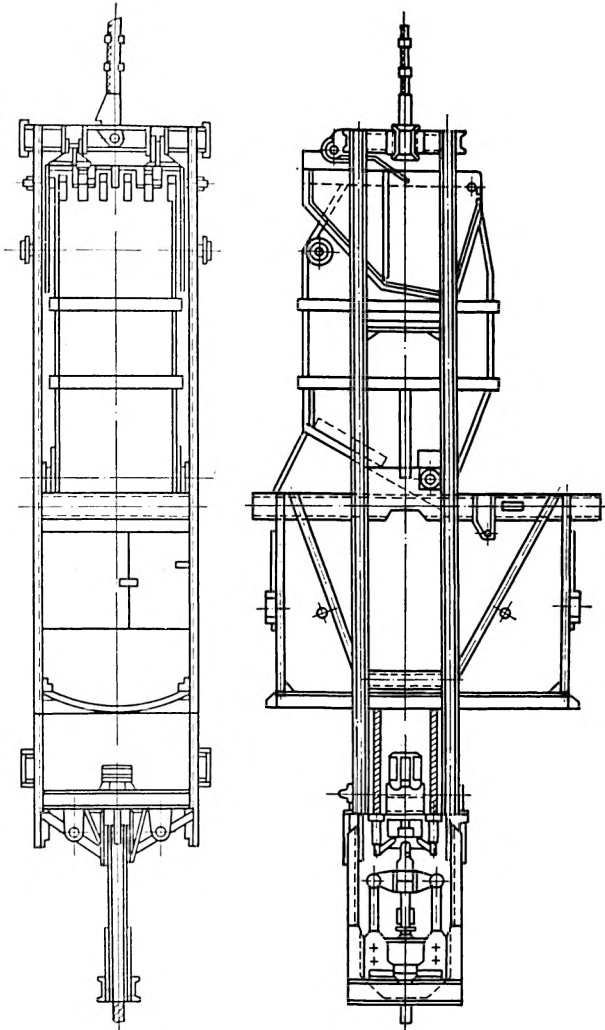


Рис. 4.140. Общий вид скипо-клетей конструкции института Донгипроуглемаш

димо обеспечить эффективную работу подъемной установки как по выдаче угля или породы, так и по обеспечению функций вспомогательного подъема с целью более полного использования ствола.

Являясь универсальным типом подъемного сосуда, скипо-клетей выполняют все функции шахтного подъема без усложнения оборудования приемных площадок, которое неизбежно в случае применения клетей.

Конструкция скипо-клетей института Донгипроуглемаш показана на рис. 4.140. Клетевая и скиповая части скипо-клетей связаны общей несущей рамой. К раме присоединены подвесное и парашютное устройства. Клеть предназначена как для спуска-подъема людей, так и вагонеток с грузом, для чего снабжена рель-

сами и стопорами. Скип с донной разгрузкой и отклоняющимся кузовом служит для подъема породы.

Применение скипо-клетей является, как правило, вынужденной мерой по повышению эффективности подъемной установки в сложившихся условиях действующих шахт. Поэтому они не могут быть перспективным типом подъемного сосуда для новых высокопроизводительных шахт.

Пути совершенствования отечественных конструкций шахтных клетей в ближайшие годы заключаются в полном отказе от применения опрокидных клетей вообще и в переходе на неопрокидные клетки, а также в их совершенствовании за счет перехода на цельносварные конструкции облегченного типа с применением легких материалов и высокопрочных сталей с высокой абразивно-коррозионной стойкостью.

§ 13. Подъемные сосуды наклонных стволов

Все стволы с наклоном оси к горизонту от 3 до 85° считаются наклонными. Угол наклона ствола — один из главных факторов, определяющих область применения и конструктивные особенности подъемного сосуда того или иного вида.

Так как в практике эксплуатации угол наклона ствола может быть любым, то в целях унификации сосуда применяют одной и той же конструкции для определенного диапазона углов наклона.

Основная отличительная конструктивная особенность подъемных сосудов для наклонных стволов заключается в том, что все они перемещаются на колесах по колею рельсового пути, уложенного на почве наклонной выработки ствола.

На рис. 4.141 приведена классификация подъемных сосудов для наклонных стволов по назначению и конструктивным признакам.

На грузовых подъемах в стволах с наклоном до 30°, а в отдельных случаях и до 35° применяют вагонетки шахтные с глухим кузовом, которые являются средствами подвижного состава общешахтного транспорта и поэтому здесь подробно не рассматриваются.

При концевой откатке вагонетками общая концевая нагрузка не превышает 6 тс (за исключением частных случаев).

При углах наклона свыше 30° грузовые подъемы, как правило, оборудуются скипами.

На вспомогательных стволах с углами наклона 30—85° применяют клетки для транспортирования вагонеток или перевозки людей.

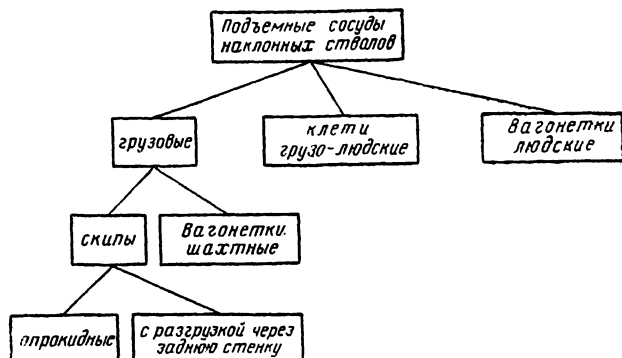


Рис. 4.141. Классификация подъемных сосудов наклонных стволов

Скипы

Основными факторами, определяющими конструкцию скипов для наклонного подъема, являются угол наклона ствола и способ разгрузки. По способу разгрузки скипы подразделяются на опрокидные и с разгрузкой через заднюю стенку кузова. По углу наклона обслуживаемых стволов скипы подразделяются на две группы: для углов наклона $20-40^\circ$ и для углов наклона 41° и более.

Основные параметры скипов приведены в табл. 4.63, где буквенные обозначения соответствуют рис. 4.142 и 4.143.

Таблица 4.63

Угол наклона градус	Грузоподъемность,	Ширина колеи, мм		Высота от уровня лодки рельса, мм		Разме- ры, мм		Масса, кг	Способ разгрузки
		А	Б	В	Г	ширина	длина до по- следнего жимка		
20—40	1	900	1220	1180	4800	1143			Опрокидной
	2	1100	1270	1380	5600	1400			»
	3	1300	1485	1630	6730	2720			С донной разгруз- кой
	4	1400	1600	1730	7470	3086			То же
	6	1400	1840	1770	8735	4422			»
	41 и более	1	900	1110	1180	4810	1185		
2		1100	1240	1380	5610	1520			»
3		1300	1445	1598	6590	2574			С донной разгруз- кой
4		1400	1635	1698	6890	2903			То же
6		1400	1795	1738	8330	4322			»

В принципе скип для наклонного подъема представляет собой вагонетку, установленную на колесно-рельсовой ходовой части, включающей два полуската — передний и задний. В скипах транспортируют как уголь, так и породу. Разгрузка скипов осуществляется с помощью разгрузочных кривых. При малых углах наклона скипы загружают через верх, при больших — со стороны укороченной передней стенки.

Опрокидной скип (см. рис. 4.142) состоит из кузова на колесном ходу и рамы с прицепным устройством.

Кузов опрокидного скипа представляет собой прямоугольный короб с пониженной передней стенкой, через которую осуществляется выгрузка.

Загрузка при больших углах наклона пути (более 40°) производится также через переднюю стенку, а для меньших углов наклона — через верх.

Канат присоединяется к тяговой раме с помощью шарнирно укрепленного коуша. Это сделано для того, чтобы обеспечить возможность поворота рамы по отношению к кузову, необходимого при движении по разгрузочным кривым. Колеса передней оси скипа имеют нормальный обод и всегда двигаются по рельсам основного пути. Задние колеса, кроме ходового обода, снабжены дополнительными соосными катками уменьшенного диаметра.

В месте разгрузки кроме основного пути имеется уширенная поднимающаяся колея разгрузочного пути. На этом участке при движении рамы вместе с тяговым канатом катки задней оси, двигаясь по дополнительным разгрузочным рельсам, приподнимаются. При этом кузов наклоняется вниз в направлении оси передних колес и разгружается.

Достоинства описанного типа скипов — простота конструкции и сравнительно небольшой собственный вес (по отношению к скипам с разгрузкой через заднюю стенку).

Опрокидным скипам присущи недостатки, характерные вообще для опрокидных сосудов, заключающиеся, прежде всего, в неуравновешенности масс в период разгрузки и, как следствие, — ослаблении натяжения каната.

Скипы с разгрузкой через заднюю стенку кузова (см. рис. 4.143) снабжены секторным затвором, выполняющим роль задней стенки. Затвор оборудован по обеим сторонам разгрузочными роликами и удерживается в закрытом состоянии собственным весом. Передние колеса скипа имеют более широкий обод, чем колеса задней оси.

Для разгрузки скипа основной рельсовый путь над верхним приемным бункером опуска-

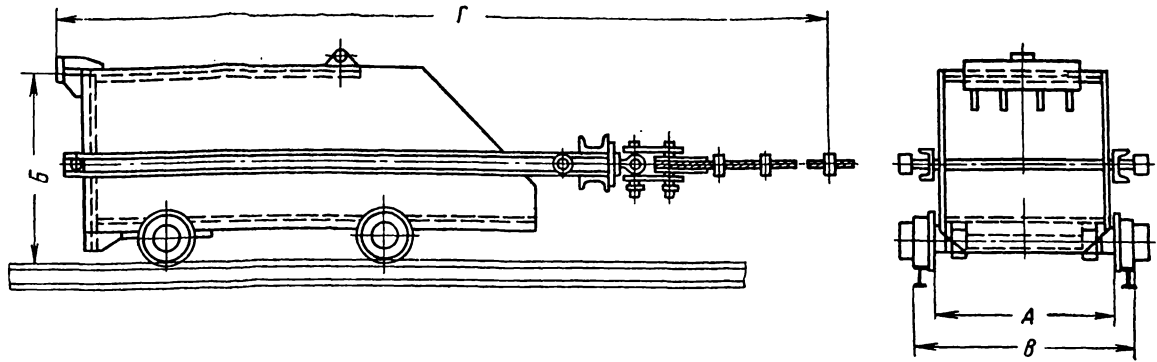


Рис. 4.142. Общий вид опрокидного скипа для наклонного ствола

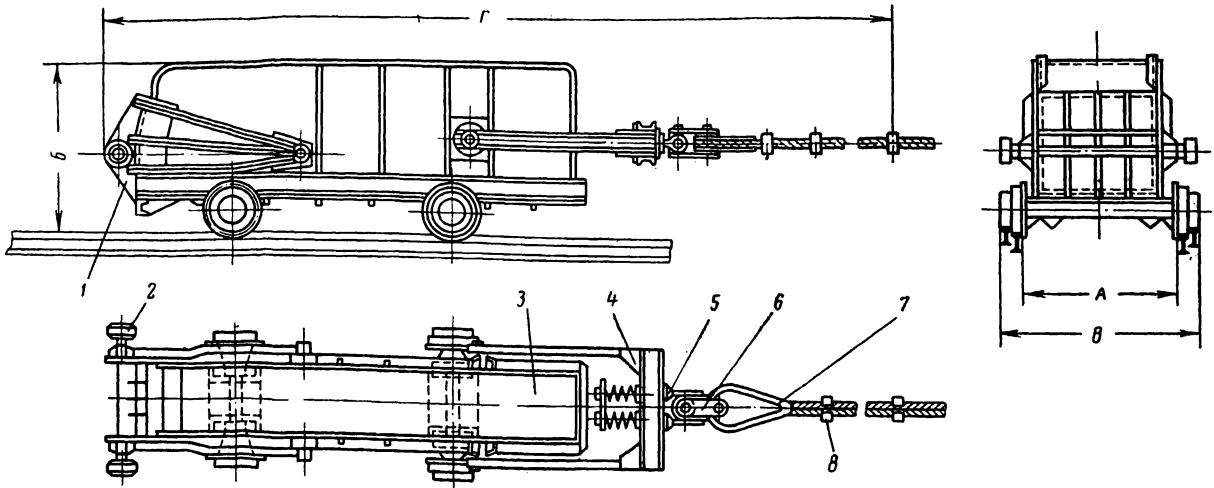


Рис. 143. Общий вид скипа наклонного ствола с разгрузкой через заднюю стенку:

1 — секторный затвор; 2 — разгрузочные ролики затвора; 3 — кузов; 4 — тяговая рама; 5 — проушины с пружинами; 6 — серьга; 7 — коуш; 8 — жимки каната

ется под некоторым углом вниз. Кроме основного рельсового пути над бункером проложен дополнительный рельсовый путь более широкой колеи, приподнимающийся над основным. Проходя над верхним приемным бункером, передние колеса скипа переходят на разгрузочный путь приподнимающейся широкой колеи, в то время как задние колеса продолжают катиться по пути основной колеи. Вследствие этого задняя часть кузова опускается, а ролики секторного затвора ложатся на дополнительный путь. Секторный затвор открывается, и происходит разгрузка.

При углах наклонов основного пути, превышающих угол естественного откоса транспортируемого материала, разгрузка скипов производится без наклона кузова. В этом случае дополнительные рельсы устанавливают лишь для открывания затвора скипа.

Скипы с разгрузкой через заднюю стенку кузова по сравнению с опрокидными скипами

имеют следующие преимущества: более высокая степень уравновешенности при более простом устройстве рельсового пути в месте разгрузки; разгрузочные пути для открывания затвора необходимы только для углов наклона ствола до 50° ; при углах наклона более 50° дополнительные разгрузочные рельсы необходимы только для приподнимания затвора; при малых углах наклона пути лучше используется объем кузова скипа, так как передняя стенка кузова может быть закрыта, что невыполнимо у опрокидных скипов.

К недостаткам скипов с секторным затвором следует отнести: больший, чем у опрокидных скипов такой же емкости, собственный вес, что объясняется наличием секторного затвора; более сложная конструкция скипа; необходимость поднимать скип на большую высоту над разгрузочным бункером при больших углах наклона ствола.

Клеть

Клеть для наклонных стволов, как правило, применяются для выполнения вспомогательных операций, обеспечивающих доставку людей и транспортирование вагонеток и платформ с материалами и оборудованием, а также для доставки вагонеток с углем или породой.

По конструктивному исполнению клеть в основном различают по типу парашюта: с парашютами МакНИИ и с парашютами типа ПКЛ.

По количеству этажей конструкции клетей бывают одно-, двух- и трехэтажные (последние изготавливаются по индивидуальным заказам).

Несмотря на использование разных парашютов для всех клетей, применяются подвесные устройства одного типа — двухточечное при-

соединение с равноплечей траверсой и предохранительными цепями.

Для удержания вагонеток в клетях используются две конструктивные разновидности стопоров: автоматические с захватом за колеса или верхние ручные с захватом за кузов вагонетки.

Основным типом посадочных устройств являются посадочные кулаки с ручным приводом. В отдельных случаях при загрузке и разгрузке клеть остается висющей на тяговом канате.

Технические характеристики применяемых клетей приведены в табл. 4.64, а типоразмерный ряд для новых и реконструируемых шахт — в табл. 4.65.

Клеть с парашютом МакНИИ (рис. 4.144) состоит из рамы с металлокон-

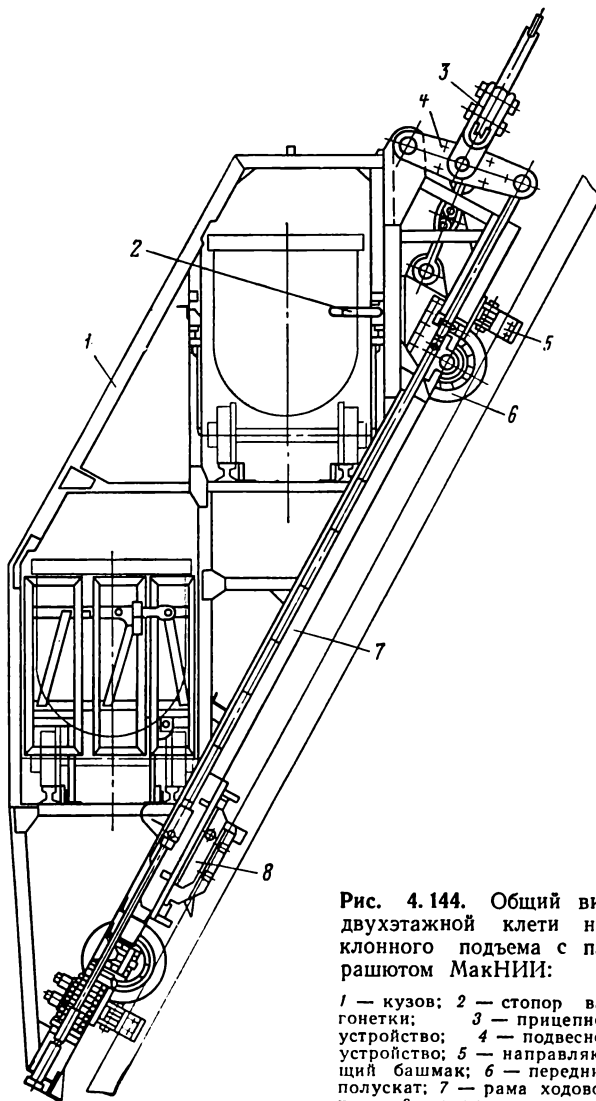


Рис. 4.144. Общий вид двухэтажной клетки наклонного подъема с парашютом МакНИИ:

1 — кузов; 2 — стопор вагонетки; 3 — подвесное устройство; 4 — прицепное устройство; 5 — направляющий башмак; 6 — передний полускат; 7 — рама ходовой части; 8 — каретка парашюта

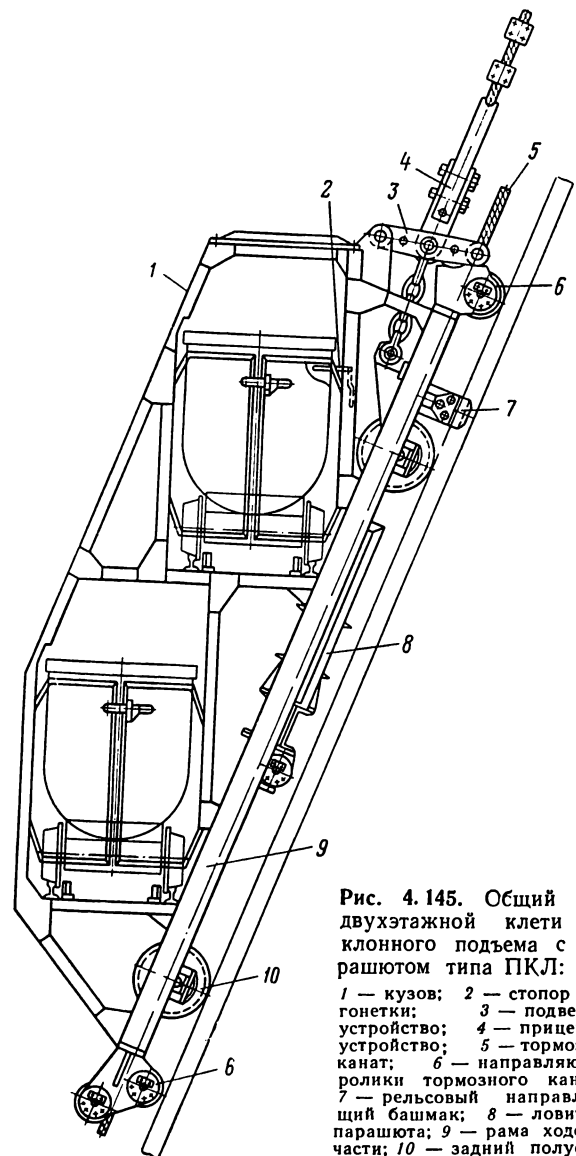


Рис. 4.145. Общий вид двухэтажной клетки наклонного подъема с парашютом типа ПКЛ:

1 — кузов; 2 — стопор вагонетки; 3 — подвесное устройство; 4 — прицепное устройство; 5 — тормозной канат; 6 — направляющие ролики тормозного каната; 7 — рельсовый направляющий башмак; 8 — ловитель парашюта; 9 — рама ходовой части; 10 — задний полускат

Таблица 4.64

Типоразмер клетки	Угол наклона ствола, градус	Типоразмер транс-портируемой вагонетки	Число этажей	Грузоподъемность, кг	Ширина колея, мм	База колес, мм	Высота от уровня головки рельса, мм	Ширина, мм	Число перевозимых людей	Тип			Диаметр подъемного каната, мм	Масса порожней клетки, кг	Максимальная нагрузка на канат у коуша, кгс
										парашютного устройства	клетевых стопоров	подвесного устройства			
1	45	ВШ-105 (0,8 м³)	2	3900	1200	2636	1820	1620	12	ПКЛ-16	Ручные верхнего действия	С предохранительными цепями и вертикальной траверсой	32	2937	4920
2	63	УВГ-0,8 со скошенным бортом	2	2300	1200	3250	1560	1680	12	ПКЛ-16			32	3045	4750
3	57	УВГ-1,0	2	4640	1200	3300	1620	1620	12	ПКЛ-16	Автоматические верхнего действия		—	3452	6800
4	56÷65	УВГ-1,0	2	4600	1200	3250	1782	1680	12	ПКЛ-16	Ручные верхнего действия		30,5—35	3050	6900
5	62	УВГ-1,0	2	4640	1200	3292	1776	1620	12	ПКЛ-16	Автоматические верхнего действия		32	3482	7060
6	67	УВГ-1,0	2	4640	1200	3435	1671	1620	12	ПКЛ-16	Автоматические верхнего действия		33	3522	7470
7	66—75	УВГ-1,0	2	4600	1200	3250	1658	1680	12	ПКЛ-16	Ручные верхнего действия		30,5—35	3050	6900
8	59	ВШ-116 (1,1 м³)	1	2280	1000	1888	1780	1880	6	ПКЛ-16			23	2162	4025
9	22—26	ВШ-1К (1,1 м³)	2	4500	1900	2600	2000	2130	12	МакНИИ		С предохранительными цепями и горизонтальной траверсой	22	3285	3420
10	40—47	УВГ-1,3	2	4700	1200	—	1950	2120	16	МакНИИ			28	3430	5900
11	48	УВГ-1,3	1	2760	1200	2352	1978	2100	6	ПКЛ-16		С предохранительными цепями и вертикальной траверсой	30,5	2536	4090
12	48	УВГ-1,3	1	3000	1200	2352	1978	2100	6	ПКЛ-16			25	2579	4652
13	50	УВГ-1,3	2	3740	1700	3290	1966	2136	12	ПКЛ-16	Автоматические верхнего действия		27,5	4114	6000

Типоразмер клетки	Угол наклона строения, градус	Типоразмер транс-портируемой вагонетки	Число этажей	Грузоподъемность, кг	Ширина колея, мм	База колес, мм	Высота от уровня головки рельса, мм	Ширина, мм	Число перевозимых людей	Тип			Диаметр подъемного каната, мм	Масса порожней клетки, кг	Максимальная нагрузка на канат у коуша, кгс
										парашютного устройства	клетевых стопоров	подвесного устройства			
14	48—59	УВГ-1,3	2	6000	1300	4500	2000	2030	20	МакНИИ	Ручные верхнего действия	С предохранительными цепями и горизонтальной траверсой	33,5	4800	9300
15	60	УВГ-1,3	1	3000	1200	2786	1862	2100	6	ПКЛ-16		С предохранительными цепями и вертикальной траверсой	25	2786	5000
16	60	УВГ-1,3	2	6000	1710	3600	1835	—	20	МакНИИ		С предохранительными цепями и горизонтальной траверсой	—	3490	8100
17	50	УВГ-1,4	2	2910	1200	3600	1852	2546	16	МакНИИ		С предохранительными цепями и вертикальной траверсой	28	3879	5800
18	62	УВГ-1,4	1	1700	1200	2900	1798	2546	12	МакНИИ		С предохранительными цепями и вертикальной траверсой	28	3088	4213
19	55	УВГ-1,6	1	3400	1650	3750	1951	2800	8	МакНИИ		С предохранительными цепями и горизонтальной траверсой	30	3689	5800
20	60	УВГ-1,6	1	3400	1650	3750	1951	2850	8	МакНИИ		С предохранительными цепями и горизонтальной траверсой	30	3730	6050
21	78—87	УВГ-1,2	2	2500	Верхней 1900 Нижней 900	2300	1700	1744	14	ПКЛ-16		П-образное с однопальцевым коушем	28	3100	5600
22	58	Не предусматривалась	2	3500	1200	5150	1680	1670	12	МакНИИ		С предохранительными цепями и горизонтальной траверсой	—	4200	6500
23	56	То же	3	3000	1200	4204	1202	1400	9	ПКЛ-23		С предохранительными цепями и вертикальной траверсой	33,5	4043	5870

Таблица 4.65

Типоразмер клетки	Угол наклона ствола, градус	Транспортируемая вагонетка по ГОСТ 15174—70				Число этажей	Грузоподъемность, кг	Ширина колес, мм	База колес, мм	Высота от уровня головки рельса, мм	Ширина,	Тип парашютного устройства	Число перевозимых людей	Масса,
		Обозначение	Емкость, м ³	Масса вагонетки, кг	Колеса, мм									
1	40—50	ВГ0,8-600	0,8	488	600	2	3900	1200	2630	1920	1620	ПКЛ-16	12	3000
2		ВГ1,3-600	1,3	640	600	1	3000	1200	2350	1970	2120	ПКЛ-16	6	2550
3		ВГ1,3-600	1,3	640	600	2	3620	1200 1700	3290	1970	2120	ПКЛ-16	12	3800
4	50—60	ВГ1,4-600	1,4	680	600	2	3000	1200	3600	1850	2550	ПКЛ-16	16	4100
5		ВГ1,0-600	1,0	505	600	2	4650	1200	3350	1830	1620	ПКЛ-16	12	3450
6		ВГ1,1-600	1,1	570	600	1	2550	1000 1200	1900	1860	1920	ПКЛ-16	6	2400
7		ВГ1,3-600	1,3	640	600	1	3000	1200	2760	1860	2120	ПКЛ-16	6	2800
8	60—70	ВГ1,3-600	1,3	640	600	2	6000	1200 1300 1700	3600	1860	2120	ПКЛ-23	20	3900
9		ВГ1,6-600	1,6	724	600	1	3300	1650	2760	1860	2850	ПКЛ-16	8	3700
10		ВГ1,0-600	1,0	505	600	2	4650	1200	3250	1780	1620	ПКЛ-16	12	3500
11		ВГ1,4-600	1,4	680	600	1	3000	1200	2900	1800	2550	ПКЛ-16	12	3100

струкцией кузова, ходовой части, стопорного, парашютного и прицепного устройств.

Рама и металлоконструкция кузова клетки выполнены из швеллеров и угольников, связанных между собой заклепками. С целью размещения вагонеток в клетке, сиденья для людей выполняются откидными. Пол каждого этажа наклонен к основной раме под углом, для которого предназначена клетка. Клетка имеет крышу из сплошного стального листа.

Верхняя торцовая стенка представляет собой откидную крышку для загрузки в верхний этаж леса, труб и других длинномерных материалов.

Для удержания вагонеток в клетке предусмотрены ручные верхние стопоры. При спуске-подъеме людей навешиваются двери, открывающиеся внутрь клетки и имеющие наружный запор. На раме установлены четыре скользящих башмака, которые в момент торможения клетки предотвращают отрыв колес от рельсов.

Ходовая часть клетки состоит из двух полуосей: переднего — жесткого и заднего — балансирующего. Подвеска кузова клетки в трех точках обеспечивает устойчивое движение по рельсовому пути со значительными неровностями.

Клетка с парашютами типа ПКЛ (рис. 4.145) обеспечивает повышенную надежность улавливания сосуда в аварийной ситуации и улучшение проходимости клетки по рельсовому пути со значительными неровностями

за счет применения парашютов с захватом за тормозной канат.

Установка парашюта ПКЛ обусловила основные отличия отдельных элементов клетки от клетки вышеописанной конструкции: наличие по концам рамы клетки специальных направляющих роликов для тормозного каната; наличие специального механизма автоматического включения; изменения конструкции рамы, обусловленные размещением парашюта.

Помимо вышеотмеченных преимуществ применение парашютов ПКЛ обеспечило возможность уменьшения высоты клетки, что позволило эксплуатировать данные сосуды в выработках меньшего сечения.

В ряде случаев доставка людей по наклонным стволам осуществляется не грузо-людскими клетками, а сосудами специального назначения — вагонетками для перевозки людей.

Вагонетки для перевозки людей

Вагонетки для перевозки людей по наклонным выработкам применяются как для одиночной работы, так и в составах из головной и одной или нескольких прицепных вагонеток. Головные вагонетки имеют устройства для соединения с тяговым канатом и с прицепными вагонетками. Прицепные вагонетки по обоим концам снабжены промежуточными сцепками для

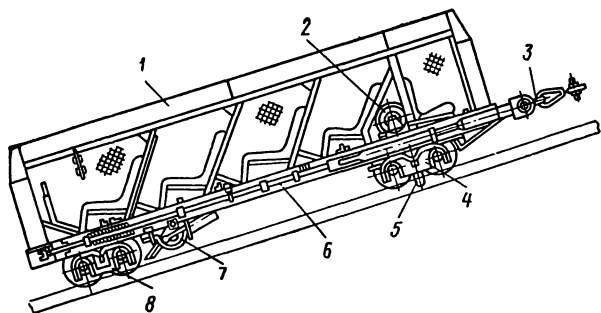


Рис. 4.146. Общий вид вагонетки ВЛ-50 для перевозки людей по стволам с углом наклона до 50°:

1 — корпус; 2 — ограничитель скорости; 3 — головная сцепка; 4 — задняя тележка; 5 — рельсовый захват; 6 — тяга привода парашюта; 7 — тормозная каретка; 8 — передняя тележка

присоединения к головной или другим прицепным вагонеткам.

В угольной промышленности эксплуатируются три типа вагонеток: для углов наклона от 6 до 30° — ВЛ-30; для углов наклона от 6 до 50° — ВЛ-50; для углов наклона от 40 до 80° — ВЛ-1 и ВЛ-2.

Каждый тип имеет два типоразмера, различающиеся по числу посадочных мест для пассажиров и по допустимой скорости движения.

Технические характеристики вагонеток приведены в табл. 4.66.

Все вагонетки имеют принципиально одинаковое устройство и различаются лишь конструктивным оформлением отдельных узлов и механизмов. Вагонетка состоит из кузова с сиденьями для людей, ходовой части, прицепного и парашютного устройств. Парашютные устройства всех вагонеток построены по одному принципу, состоят из тормозной каретки, ее привода и амортизаторов, конструктивное исполнение которых в каждом типе определено в зависимости от предельного угла наклона пути.

Вагонетка ВЛ-30 оборудована упрощенным парашютным устройством с упорами на тормозной каретке, которые во время аварийного торможения внедряются в верхнее строение пути.

Вагонетка ВЛ-50 (рис. 4.146) имеет парашютное устройство с рельсовыми захватами-упорами, которые во время аварийного торможения заклиниваются на головках рельсов или задевают за шпалу.

Вагонетки ВЛ-1 и ВЛ-2 имеют парашютное устройство принципиально аналогичное, как и у вагонетки ВЛ-50, однако дополнительно у верхнего и нижнего полускатов имеются специальные лапы, постоянно охватывающие головки рельсов и исключающие потерю связи вагонетки с рельсами.

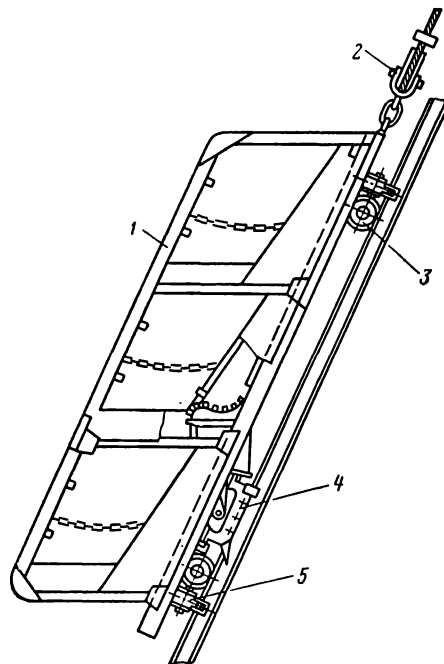


Рис. 4.147. Общий вид вагонеток ВЛ-1 и ВЛ-2 для перевозки людей по стволам с углом наклона более 50°:

1 — кузов; 2 — головное прицепное устройство; 3 — передний полускат; 4 — тормозная каретка парашюта с рельсовыми захватами; 5 — направляющая лапа

Парашютное устройство включается автоматически при обрыве каната или сцепки. К тому же у вагонеток ВЛ-30 и ВЛ-50 парашютное устройство приводится в действие от ограничителя скорости и от рукоятки ручного привода, размещенной у передней стенки вагонетки перед первым сиденьем.

При превышении максимальной скорости на 15—20% происходит автоматическое срабатывание привода.

Включение парашютов ручным приводом производится поворотом рукоятки «на себя». Рукоятки ручного привода сделаны съемными, чтобы в составе оставалась только одна рукоятка у места кондуктора.

На вагонетках ВЛ-1 и ВЛ-2 (рис. 4.147), предназначенных для стволов с большими углами наклона, нет возможности обозревать путь. Поэтому кондуктор не сопровождает вагонетку и нет необходимости в установке ручного привода парашюта.

При срабатывании парашютного устройства тормозная каретка резко затормаживается, а вагонетка продолжает двигаться. При этом резцы неподвижной каретки прорезают деревянные брусья-амортизаторы, закрепленные на раме. Ход вагонетки плавно тормозится. По-

Таблица 4.66

Параметры	Типоразмер вагонетки					
	ВЛ-30/10	ВЛ-30/15	ВЛ-50/10	ВЛ-50/15	ВЛ-1	ВЛ-2
Угол наклона пути, градус	6—30	6—30	6—50	6—50	40—80	40—80
Колея, мм	550; 600; 575	900	550; 600; 575	900	600	600
Число мест для сидения	10	15	10	15	6	6
Максимальная скорость движения, м/с	5	5	5	5	5	3,5
Габариты, мм:						
длина	4520	4520	4520	4520	4500	4500
ширина	1050	1380	1050	1380	1050	1050
высота	1500	1500	1500	1500	1200	1200
Масса вагонетки, кг:						
головной	1850	2115	1995	2260	1750	1755
прицепной	1840	2150	1985	2275	1670	1680

сле аварийного торможения деревянные брусья-амортизаторы заменяются новыми.

Вагонетки типа ВЛ весьма надежны и обеспечивают полную безопасность доставки людей по наклонным стволам.

§ 14. Подвесные устройства шахтных подъемных сосудов

Сменное устройство, предназначенное для присоединения канатов к шахтным подъемным сосудам (клетям, людским вагонеткам, скипам, бадьям, противовесам), которое может отсоединяться от грузонесущей конструкции, называется подвесным устройством.

Подвесное устройство подъемного сосуда состоит из прицепного устройства (коуша) и элементов конструкции подвески.

Узел, служащий для соединения подъемного каната с подвеской (для запанцировки каната), называют прицепным устройством (коушем).

Подвеска — это соединительные звенья подвесного устройства, при помощи которых прицепное устройство сцепляется с неразборной грузонесущей конструкцией (подъемным сосудом).

Подвески различают одинарные, двойные и полифилярные. Двойной называют подвеску, у которой имеются две независимые ветви крепления прицепного устройства к подъемному сосуду, а полифилярной — у которой имеется несколько (более двух) таких ветвей.

Двойная и полифилярная подвески выполняются таким образом, что нагрузка между сосудом и канатом может передаваться либо

только через одну, либо через все подвески. В первом случае несущая нагрузку подвеска называется рабочей, а остальные — предохранительными, во втором случае — все рабочими.

Общая классификация подвесных устройств представлена на рис. 4.148.

Кроме признаков, по которым осуществлена вышеприведенная классификация, подвесные устройства различают также по конструктивному исполнению применяемых в них прицепных устройств. В частности, прицепные устройства могут быть выполнены в виде коушей с зажимами (жимками), клиновых безжимковых коушей, а также цанговых и глухих клиновых муфт.

Правоммерно и классификационное разделение подвесных устройств по назначению — подвесные устройства для сосудов эксплуатационного и проходческого подъемов, поскольку специфические требования условий применения диктуют вполне определенный вид присоединения сосуда к подъемному канату.

При одноканатном эксплуатационном подъеме различают подвесные устройства для грузовых сосудов (скипы, грузовые клетки) и грузо-людских и людских клеток, так как ограничения, налагаемые правилами безопасности (обязательность установки парашютных устройств при доставке людей), обуславливают неодинаковость их конструктивных решений. Если грузовые сосуды присоединяются к канатам посредством прицепных устройств (коушей) и простейшей подвески, то грузо-людские и людские клетки имеют дополнительные элементы, образующие трапецеидальное или П-образное

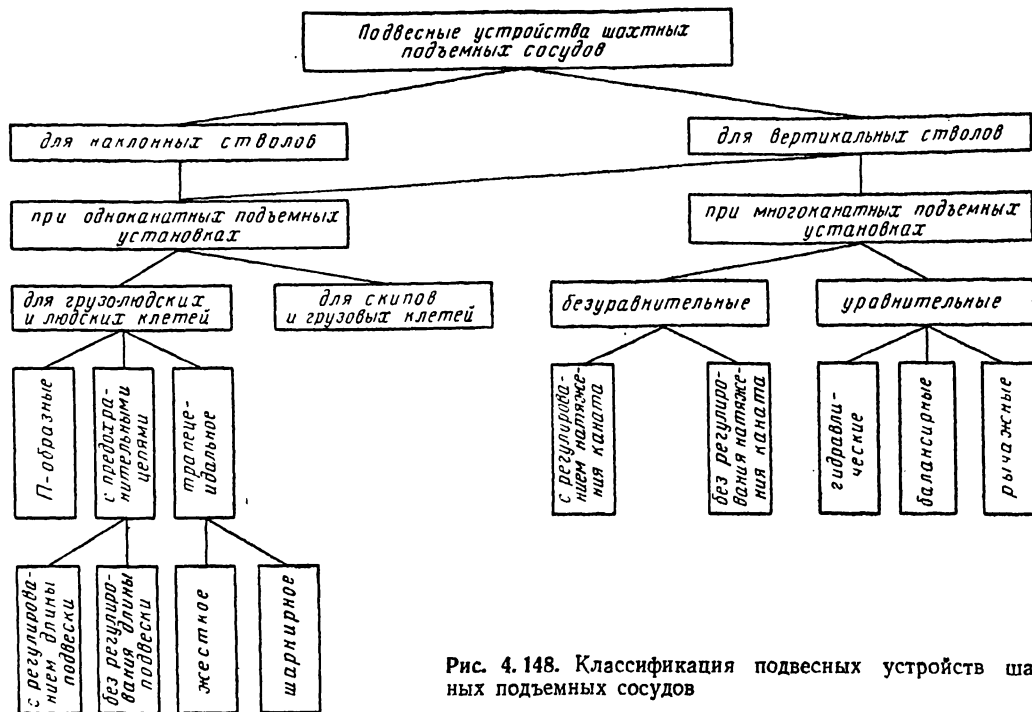


Рис. 4.148. Классификация подвесных устройств шахтных подъемных сосудов

устройство (жесткое или шарнирное), предусматривающие установку парашютов.

На сосудах для многоканатных подъемных установок принципиальные различия в конструкции подвесных устройств отсутствуют в связи с тем, что применение парашютов на грузо-людских и людских клетях при данном типе подъема не оговорено правилами безопасности.

Прицепные устройства

Основным типом прицепных устройств являются грушевидные коуши и клиновые безжимковые коуши двух конструкций: КРГ конструкции института Донгипроуглемаш и ККБ конструкции института ВНИПИрудмаш.

Коуш рычажно-клиновый (КРГ) состоит из двух продольных клиньев, расположенных симметрично относительно оси каната и опирающихся на обратные клинья, которые, в свою очередь, прижимаются к корпусу опорной рамы (рис. 4.149).

Продольные и обратные клинья соединяют путем расклинивания поперечными клиньями. На опорной раме шарнирно установлены рычаги, к одним концам которых подвешивается подъемный сосуд, а другими они опираются на обратные клинья.

При натяжении каната продольные клинья перемещаются и с обеих сторон обжимают его.

Для предупреждения возможного расклинивания каната при напусках предусмотрена опорная гайка.

Основные параметры коушей типа КРГ для прядевых канатов приведены в табл. 4.67.

Чтобы обеспечить надежное заклинивание канатов с диаметрами 18,5—62,5 мм, для каждого диаметра каната применяют вполне конкретные продольные клинья со строго определенными размерами канавок.

Как показал опыт эксплуатации, конструкция коушей типа КРГ не обеспечивает требуемой работоспособности и долговечности канатов прядевой, а тем более закрытой конструк-

Таблица 4.67

Типоразмер коуша	Концевая нагрузка, тс		Диаметр каната, мм	Размер (см. рис. 4.149), мм			Масса, кг
	для клетей	для скипов		А	Б	В	
КРГ-1	3—5	6,5	18,5—25,0	295	295	82	52
КРГ-2	5—7	9,0	25,0—34,0	315	335	96	66
КРГ-3	7—10	13,0	32,0—40,0	400	415	104	105
КРГ-4	10—15	19,5	39,0—47,5	430	470	126	180
КРГ-5	15—20	26,0	43,5—56,5	470	510	148	245
КРГ-6	30	35,0	52,0—62,5	500	600	190	330

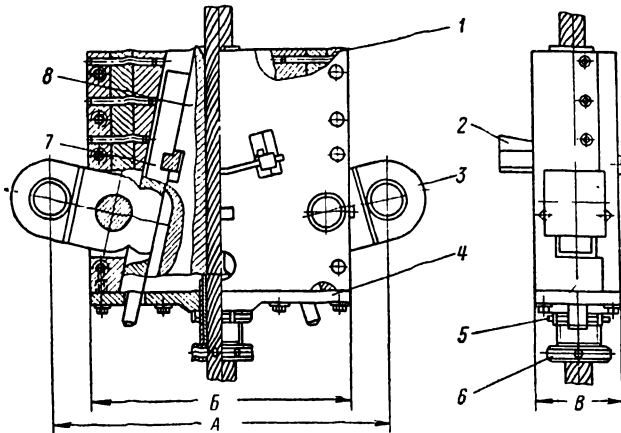


Рис. 4.149. Общий вид рычажно-клинового коуша типа РКГ института Донгипроуглемаш:

1 — корпус; 2 — горизонтальный клин; 3 — рычаг; 4 — опорная плита; 5 — контр-гайка; 6 — опорная втулка; 7 — вертикальный продольный клин; 8 — обратный клин

ции из-за быстрого усталостного разрушения проволок в месте входа каната в жесткие клинья, хотя, как правило, в целом канат еще остается вполне работоспособным.

Столь быстрое накопление усталостных повреждений проволок каната обусловлено несовершенством конструкции, что способствует возникновению у входа в коуш значительных изгибных и контактных напряжений, а также дополнительных напряжений, вызываемых сильным концентратором из-за резкого пережима каната в жестких клиньях.

Коуш клиновое безжимковый (ККБ) с односторонним зажатием каната лишен отмеченных выше недостатков и обеспечивает надежную запанцировку и высокую работоспособность канатов как прядевой, так и закрытой конструкций. В корпус коуша ККБ (рис. 4.150) входит подвижный клин. Щеки

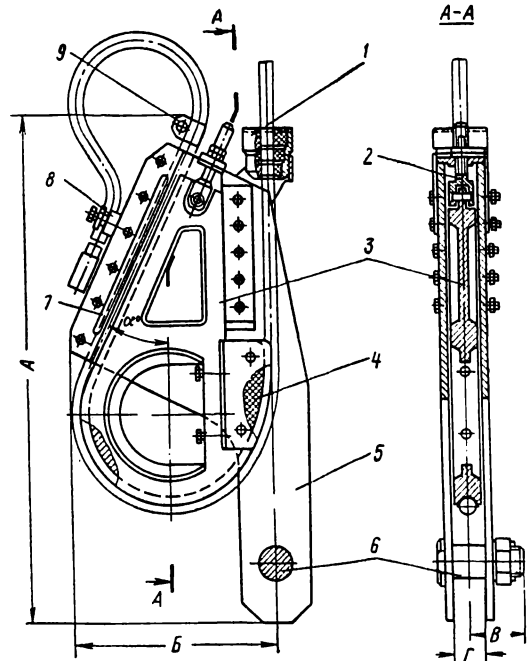


Рис. 4.150. Общий вид коуша клинового безжимкового типа ККБ:

1 — гаситель поперечных колебаний каната; 2 — винтовое натяжное устройство; 3 — подвижный клин; 4 — футеровочная вставка; 5 — щека корпуса; 6 — присоединительный палец; 7 — опорный вкладыш; 8 — скоба крепления свободного конца каната

корпуса выполнены из листовой стали и соединены болтами через вкладыши.

В верхней части корпуса коуша со стороны входа рабочей ветви каната смонтирован гаситель поперечных колебаний, представляющий собой цилиндрическую втулку, охватывающую канат у входа в коуш и жестко прикрепленную к нему, с набором резиновых колец различной жесткости.

Таблица 4.68

Типоразмер коушей	Концевая нагрузка, тс		Максимальная разрушающая нагрузка, тс	Диаметры зачаливаемых канатов, мм		Размер (см. рис. 4.150), мм				Масса, кг
	грузолюдской подъем	грузовой подъем		прядевых	закрытых	А	Б	В	Г	
ККБ-4	4,0	5,2	52	19,5—23,0	20	730	300	70	40	54
ККБ-6,3	6,3	8,2	82	22,0—28,0	22; 25	850	345	77	50	75
ККБ-10	10,0	13,0	130	26,5—35,5	27; 30; 33	1020	420	102	58	156
ККБ-16	16,0	20,8	208	33,0—41,0	33; 36; 38	1170	490	111	64	290
ККБ-20	20,0	26,0	260	38,0—49,0	38; 40; 43	1430	590	128	75	335
ККБ-25	25,0	32,5	325	46,0—54,0	46; 50	1570	675	135	80	440
ККБ-31,5	31,5	41,0	410	49,0—60,0	52; 55	1705	750	155	90	578
ККБ-35,5	35,5	46,2	462	55,0—71,0	60	1830	800	160	100	725

Подвижный клин состоит из корпуса, съемной футеровочной вставки и прокладок. Снаружи корпус клина и футеровочная вставка имеют канавку (ручей) для каната. Верхняя часть корпуса клина имеет оппозитно расположенные наклонно друг к другу опорные плоскости, приспособленные к опорным поверхностям вкладышей. Футеровочная съемная вставка обеспечивает плавное набегание каната на круговую часть жесткого клина и снижает контактные напряжения проволок наружного слоя на дуге упругого скольжения. В верхней части коуша монтируется винтовое натяжное устройство, предназначенное для фиксации клина в зажатом положении, и скоба для закрепления свободного конца каната.

На выходе холостой ветви каната из коуша имеется контрольный хомут проскальзывания каната.

Основные параметры коушей типа ККБ для прядевых и закрытых канатов приведены в табл. 4.68.

Коуши типа ККБ максимально удовлетворяют условиям эксплуатации современных вертикальных подъемов и по уровню технического совершенства превышают показатели лучших зарубежных образцов.

Головные подвесные устройства для сосудов одноканатного вертикального подъема

Для вертикальных клетевых подъемов применяют следующие конструкции подвесных устройств: с предохранительными цепями и рабочей подвеской нерегулируемой длины; с предохранительными цепями и рабочей подвеской регулируемой длины; трапецеидальные жесткие и шарнирные; П-образное с грушевидным коушем и металлическими жимками, рычажно-клиновым коушем (КРГ) или клиновым безжимковым коушем с односторонним зажатием каната (ККБ).

Ввиду конструктивных особенностей подвесных устройств клетей, при установке парашютов с тормозными канатами принято разделять рабочую и предохранительную подвески, принимая при этом в качестве первой ветви — коуш, соединительные звенья, шток парашюта, приводную пружину, а в качестве второй — расположенную над парашютом металлоконструкцию, присоединенную к проушинам клетки.

Подвесные устройства с предохранительными цепями и нерегулируемой рабочей подвеской (рис. 4.151) до последнего времени находили наибольшее распространение в угольной промышленности.

Рабочая ветвь подвесного устройства состоит из грушевидного коуша с жимками, тяги и соединительных звеньев. Параллельно рабочей подвеске имеется ветвь предохранительной подвески.

К коушу посредством верхней оси и треугольных балансиров присоединены две траверсы, к которым прикрепляются четыре якорные цепи, связанные с проушинами верхнего пояса клетки.

Основными недостатками подвесных устройств этого типа являются: значительная длина подвесного устройства, обусловленная запанцировкой каната множеством жимков; интенсивный износ проволок каната под первым жимком и, как следствие этого, преждевременный выход каната из строя; значительные затраты времени на перепанцировку каната и затруднительное регулирование его длины; невозможность применения парашютов (кроме парашютов резания и типа ПДП), так как при обрыве подъемного каната коуш с траверсами, падая вниз, может повредить парашют и вывести его из строя. Такие подвесные устройства применяются только на малых клетях устаревших подъемов, где не представляется возможным заменить их более прогрессивными конструкциями.

Подвесные устройства с предохранительными цепями и регулируемой рабочей подвеской (рис. 4.152) отличаются от вышеописанных наличием четырех специальных (юстирных) винтов, позволяющих компенсировать вытяжку подъемного каната, тем самым уменьшая трудоемкость работ по его перепанцировке.

Этими подвесными устройствами оборудуются все действующие двухконцевые одноканатные подъемные установки со шкивом трения (подъемные машины типа ШТ), где необходимо обеспечивать одновременное точное фиксирование обеих клетей на приемных площадках.

Трапецеидальное подвесное устройство жесткого типа (рис. 4.153) разработано применительно к парашюту типа ПТК. Оно выполнено из жестко соединенных уголков и швеллеров, образующих трапецеидальную ферму, которая, являясь предохранительной подвеской клетки, одновременно выполняет функции аварийной подвески при срабатывании парашюта и ограждающего устройства.

Рабочую подвеску образуют палец коуша, соединительные звенья и шток ловителя парашюта.

Как показала практика эксплуатации, недостатком приведенного подвесного устройства

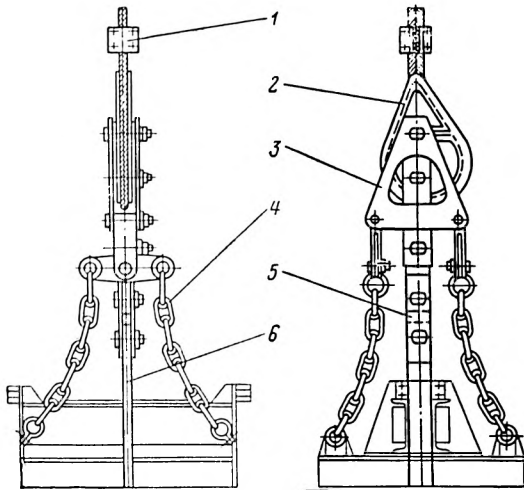


Рис. 4.151. Подвесное устройство с предохранительными цепями и нерегулируемой рабочей подвеской:

1 — жимки запанцировки каната; 2 — коуш грушевидный; 3 — балансирующие щеки предохранительных подвесок; 4 — цепи предохранительных подвесок; 5 — соединительные звенья рабочей подвески; 6 — тяга рабочей подвески

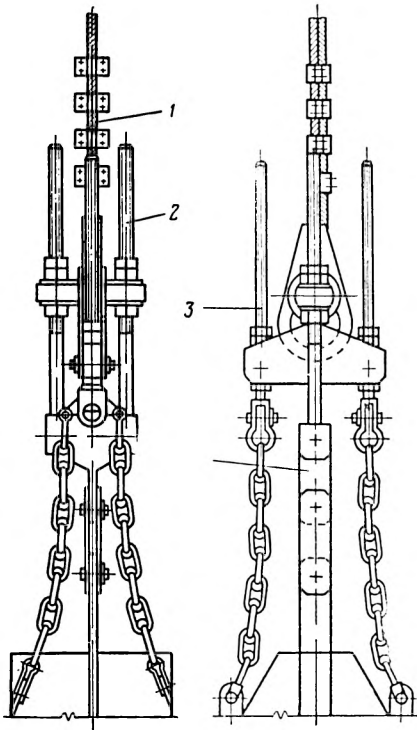


Рис. 4.152. Подвесное устройство с предохранительными цепями и регулируемой рабочей подвеской:

1 — канат с жимками и грушевидным коушем; 2 — регулировочные винты рабочей подвески; 3 — регулировочные винты предохранительной подвески; 4 — центральная тяга рабочей подвески с соединительными звеньями

является жесткость трапецидальной фермы, которая вместе с парашютом во время движения клетки совершает поперечные колебания, что

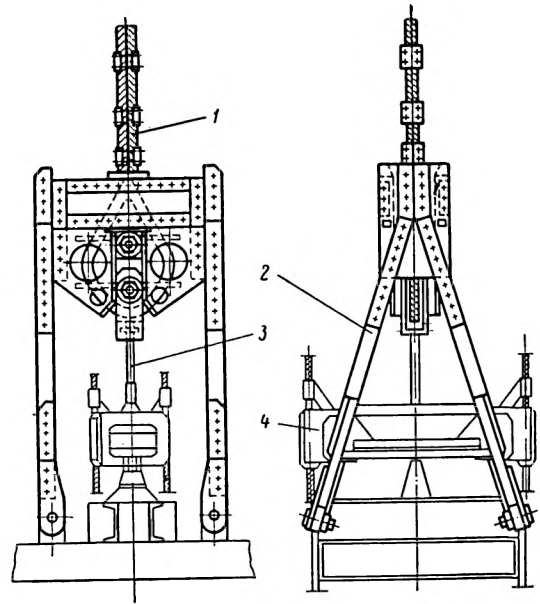


Рис. 4.153. Трапецидальное подвесное устройство жесткого типа:

1 — канат с жимками и грушевидным коушем; 2 — трапецидальная ферма предохранительной подвески; 3 — шток рабочей подвески; 4 — парашют типа ПТК

нередко приводит к разрушению раскосных угольников и проушин клетки. Это особенно проявляется при эксплуатации сосудов в стволах с искривленным профилем проводников жесткой армировки.

Следует также отметить, что присоединение каната к клетке при помощи грушевидного коуша и стальных зажимов технически устало.

Трапецидальное подвесное устройство шарнирного типа (рис. 4.154), разработанное институтом Центрогипрошахт, состоит из верхней балки, шарнирно соединенной с четырьмя боковыми тягами, которые шарнирно прикреплены к проушинам клетки.

Такое конструктивное исполнение позволяет грушевидному коушу, прикрепленному к верхней балке, отклоняться от оси клетки, тем самым улучшая как условия работы каната, так и взаимодействие сосуда с проводниками.

Шарнирная конструкция подвесного устройства может быть применена с парашютами типа ПТК.

Описанная конструкция имеет следующие недостатки: неудобства при заводке коуша после перепанцировки каната; стремление к закручиванию наклонных тяг при посадке клетки на кулаки вследствие упругой закрутки каната,

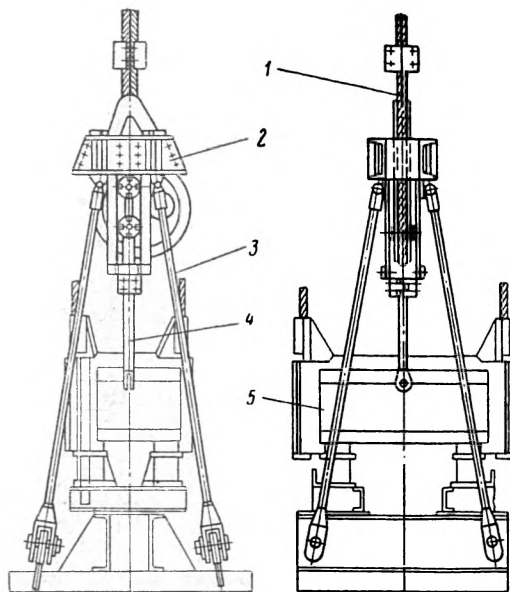


Рис. 4.154. Трапецидальное подвесное устройство шарнирного типа:

1 — канат с жимками и грушевидным коушем; 2 — верхняя балка; 3 — боковые тяги с шарнирами; 4 — шток рабочей подвески; 5 — парашют

что приводит к изгибу и преждевременному выходу из строя тяг и штока; не исключая возможность помех в четкой работе парашюта из-за неустойчивого положения подвесного устройства после обрыва подъемного каната.

П-образное шарнирное подвесное устройство с грушевидным коушем (рис. 4.155) позволяет устранить недостатки трапецидальных подвесных устройств шарнирного типа.

Конструкция этого устройства представляет собой П-образную стержневую систему, состоящую из двух вертикальных стоек, шарнирно соединенных поверху с горизонтальной несущей балкой клепаной конструкции. Рабочая ветвь подвесного устройства включает в себя коуш, две серьги и переходную тягу, соединенную со штоком парашюта.

Предохранительная подвеска клетки, выполняющая одновременно при срабатывании парашюта и функцию аварийной подвески, образуется ветвью: коуш и П-образная рама, нижние концы которой шарнирно соединены с проушинами клетки.

Это подвесное устройство разработано применительно к парашютам типов ПТК, ПДП, РКЭ и ПКЛ. В подвесном устройстве предусмотрены кронштейны, ограничивающие его отклонение в случае улавливания клетки парашютом или при посадке его на кулаки.

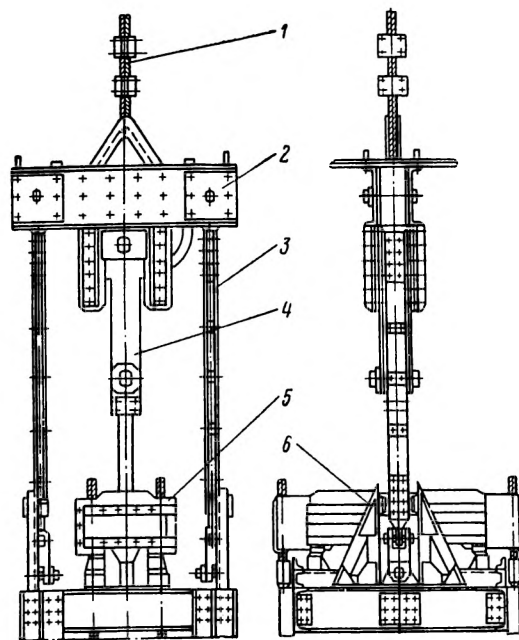


Рис. 4.155. П-образное шарнирное подвесное устройство с грушевидным коушем:

1 — канат с жимками и грушевидным коушем; 2 — верхняя балка; 3 — вертикальные стойки с шарнирами; 4 — переходная тяга со штоком парашюта; 5 — ловитель парашюта; 6 — поддерживающие кронштейны

Недостатком данного типа подвесного устройства, обусловившим его неперспективность, является, как и в предыдущих конструкциях, применение в качестве прицепного устройства грушевидных коушей.

Возможность устранения этого недостатка появилась с разработкой рычажно-клиновых безжимковых коушей типа КРГ и КРЗ (для канатов закрытой конструкции).

Подвесное устройство с рычажно-клиновым коушем типа КРГ (рис. 4.156) конструкции института Донгипроуглемаш состоит из крыши, верхней балки, рычажно-клинового коуша, контрольного зажима, вертикальных стоек и ограничивающих кронштейнов.

Рабочая ветвь подвесного устройства включает в себя коуш, присоединительные звенья, две тяги, траверсу с центральной тягой и шток парашюта, соединенный с верхней балкой клетки через приводную пружину.

Предохранительную подвеску образуют направляющие коуша, верхняя балка и стойки, соединенные с проушинами клетки.

Конструкция подвесного устройства соединяется с клетью шарнирно, что дает ему возможность отклоняться в двух направлениях — по длине и ширине клетки (в плане). Конструк-

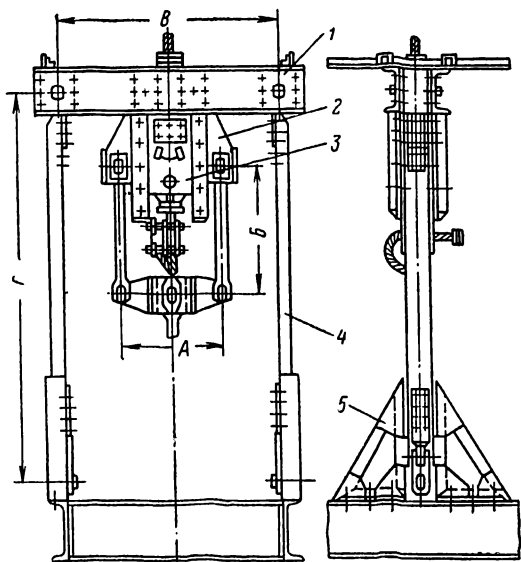


Рис. 4.156. П-образное шарнирное подвесное устройство с коушем типа КРГ для клетей:

1 — поперечная балка; 2 — направляющая щека; 3 — коуш; 4 — вертикальная стойка; 5 — поддерживающий кронштейн

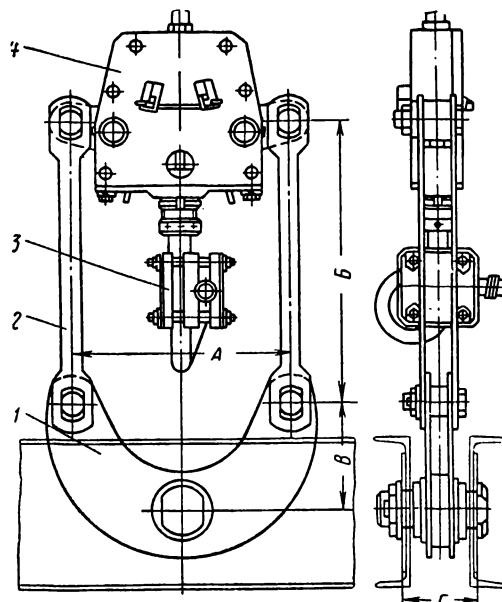


Рис. 4.157. Подвесное устройство с коушем типа КРГ для скипов:

1 — присоединительная траверса; 2 — подвесная тяга; 3 — контрольный жимок свободного конца каната; 4 — коуш

ция подвесных устройств с клиновыми коушами по сравнению с грушевидными позволяет: снизить трудоемкость перепанцировки каната; уменьшить общую длину подвесного устройства, что в итоге приводит к уменьшению высоты копра; сократить расход каната за счет перепанцировок.

Основные параметры и размеры подвесных устройств (ПУМ) с коушами типа КРГ, изготовляемых согласно ГОСТ 17755—72, приведены в табл. 4.69 — для клетей и в табл. 4.70 — для скипов.

Подвесное устройство типа ПУМ для скипов (рис. 4.157) в конструк-

Таблица 4.69

Типо-размер	Максимальная концевая нагрузка, тс	Диаметр подъемного каната, мм	Размер (см. рис. 4.156), мм				Масса, кг
			A	B	B	Г	
ПУ-1А	До 5	17,0—25,0	400	550	810	1450	285,0
ПУ-2А	5—7	25,0—34,0	440	550	950	1695	400,2
ПУ-3А	7—10	31,0—40,5	540	650	930	1730	575,0
ПУ-4А	10—15	39,0—47,5	615	750	1258	2025	997,0
ПУ-5А	15—20	43,5—56,5	678	850	1136	2905	1366,0
ПУ-6А	20—30	52,0—60,5	783	900	1250	3035	2190,0

тивном решении существенно отличается от клетевых подвесных устройств.

Ранее отмеченные недостатки запанцировки каната посредством коушей КРГ привели к созданию более совершенных клиновых безжимковых коушей типа ККБ конструкции института ВНИПИрудмаш и созданию на их базе подвесных устройств типа УПК.

П-образные подвесные устройства (УПК) с коушами клиновыми безжимковыми с односторонним захватом каната типа ККБ, достоинства которых были отмечены выше, являются конструкцией, обеспечивающей надежную запанцировку как прядевых, так и закрытых канатов и их долговечность.

Таблица 4.70

Типо-размер	Максимальная концевая нагрузка, тс	Диаметр подъемного каната, мм	Размер (см. рис. 4.157), мм				Масса, кг
			A	B	B	Г	
ПУ-7А	До 9,0	25,0—34,0	440	570	220	250	146
ПУ-8А	9—13,0	31,0—40,5	540	650	260	240	215
ПУ-9А	13—19,5	39,0—47,5	615	750	300	244	335
ПУ-10А	19,5—26,0	43,5—56,5	678	850	315	244	482
ПУ-11А	26,0—39,0	52,0—60,5	783	900	370	266	773

Таблица 4.71

Типоразмер подвешного устройства	Концевая нагрузка при грузо-людском подъеме, тс	Максимальная разрушающая нагрузка подвешного устройства, тс	Диаметры зачаливаемых канатов, мм		Масса, кг	Размер (см. рис. 4.158) мм	
			прядевой конструкции	закрытой конструкции		H	B
УПК-4	4,0	52	19,5—23,0	20	240	1700	720
УПК-6,3	6,3	82	22,0—28,0	22; 25	320	1750	720
УПК-10	10,0	130	26,5—35,5	27; 30	430	1950	900
УПК-16	16,0	208	33,0—41,0	33; 36; 38	700	2060	1000
УПК-20	20,0	260	38,0—49,0	38; 40; 43	950	2240	1500
УПК-25	25,0	325	46,0—54,0	46; 50	1400	2360	1500
УПК-31,5	31,5	410	52,0—65,0	52; 55	1700	2580	1800

Технические характеристики и основные параметры ряда подвешных устройств типа УПК (рис. 4.158) приведены в табл. 4.71.

Подвешные устройства типа УПК в настоящее время являются наиболее совершенной и перспективной конструкцией присоединения подъемных сосудов к головным канатам.

Головные подвешные устройства для сосудов многоканатного подъема

Отличительная особенность подвешных устройств при многоканатном подъеме состоит в необходимости присоединения к сосуду нескольких подъемных канатов (от двух до восьми).

Подвеска сосуда может осуществляться прямым присоединением каждого каната (безуравнительные) или посредством специальных уравнильных устройств (уравнильные), предназначенных для равномерного распределения концевой нагрузки по канатам.

Безуравнительные подвешные устройства предусматривают крепление канатов непосредственно к подъемным сосудам. При этом равномерное натяжение канатов обеспечивается путем периодической перепанцировки.

Основные преимущества данного типа подвешных устройств — конструктивная простота и небольшая масса, а также возможность предельно сближать между собой подъемные канаты при любом их числе.

Однако им присущи существенные недостатки: не обеспечивается постоянное равенство натяжений подъемных канатов, вызывающее повышенный износ футеровки шкива трения; требуется постоянный и тщательный контроль натяжения канатов и износа шкива трения; требуются значительные затраты времени на регулирование натяжений канатов; требуется применение подъемных канатов со стабильными характеристиками как в отношении диаметра, так и механических свойств, определяющих вытяжку канатов в эксплуатации.

Безуравнительные подвешные устройства могут быть с регулируемой или нерегулируемой подвеской.

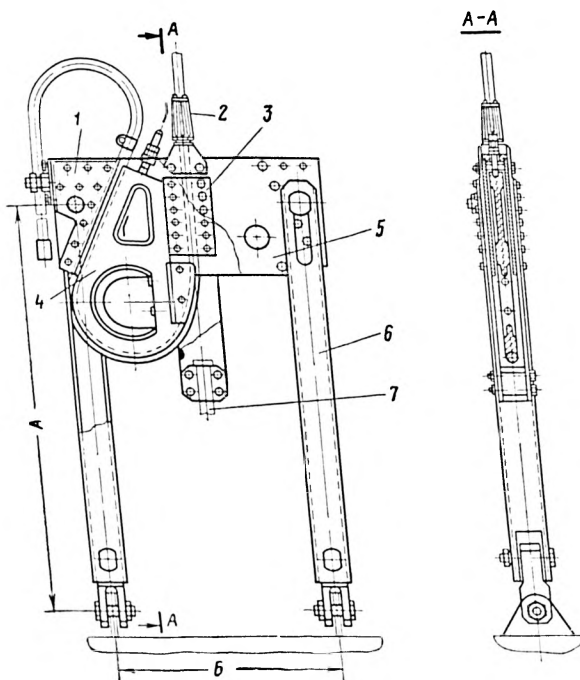


Рис. 4.158. Подвешное устройство типа УПК с клиновым безжимковым коушем типа ККБ для клетей:

1 — наклонные вкладыши; 2 — канат с гасителем колебаний; 3 — вертикальные вкладыши; 4 — подвижный клин; 5 — верхняя балка; 6 — стойки; 7 — центральный шток

Нерегулируемая безуровнительная подвеска в настоящее время находит применение на двух-концевых подъемных установках для присоединения одного из сосудов (противовеса).

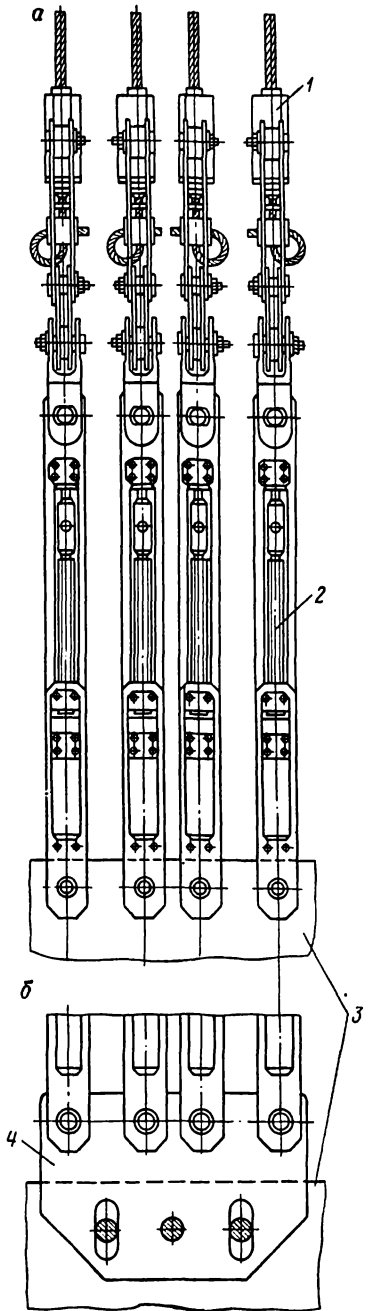


Рис. 4.159. Общий вид безуровнительного подвесного устройства сосуда четырехканатной подъемной установки со шкивом трения с непосредственным присоединением подвесного устройства к сосуду (а) и присоединением подвесного устройства к сосуду через переходную траверсу с центральной рабочей подвеской (б):

1 — коуш; 2 — винтовой механизм регулировки натяжения каната; 3 — несущая балка сосуда; 4 — переходная траверса

В подвесных устройствах с регулирующим звеном длины подвески изменение натяжения канатов, помимо перепанцировки, может осуществляться при помощи винтов, сменных звеньев и гидроцилиндров. В отечественной практике нашли применение лишь подвесные устройства с регулировочными винтами (рис. 4.159), основными узлами которых являются прицепные устройства и подвески, состоящие из винтовых натяжных устройств, шарнирно присоединенных к сосуду. Соединение винтового устройства с сосудом может быть вы-

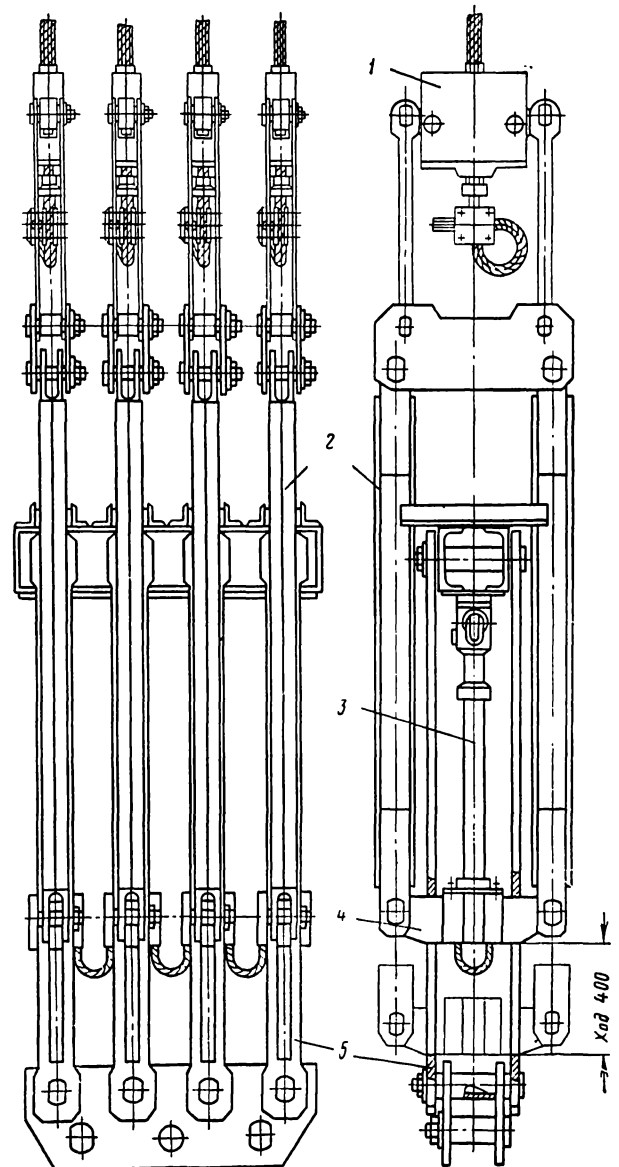


Рис. 4.160. Общий вид гидравлического подвесного устройства конструкции института Донгипроуглемаш:

1 — коуш; 2 — направляющие тяги; 3 — гидроцилиндр; 4 — нижняя траверса; 5 — подвесные серьги

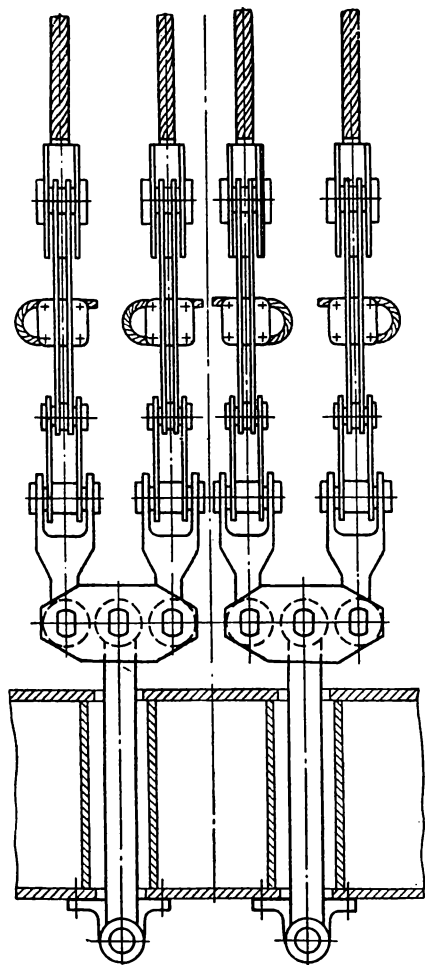


Рис. 4.161. Общий вид двухбалансирующего подвешного устройства для подъемного сосуда четырехканатной подъемной установки со шкивом трения

полнено также посредством общей переходной траверсы. Натяжение канатов регулируется поворотом винтов.

Существенным преимуществом винтовых подвесок является возможность плавного и точного регулирования натяжения канатов под рабочей нагрузкой, а недостатком — недостаточная длина хода и заедание винтов вследствие их коррозии.

Уравнительные подвесные устройства исключают недостатки безуровнительных подвесных устройств благодаря тому, что в них усилия между канатами выравниваются автоматически, вследствие чего существенно упрощается их эксплуатация и повышается работоспособность канатов и футеровки шкива трения. Поэтому подвесные уравнительные устройства находят широкое применение.

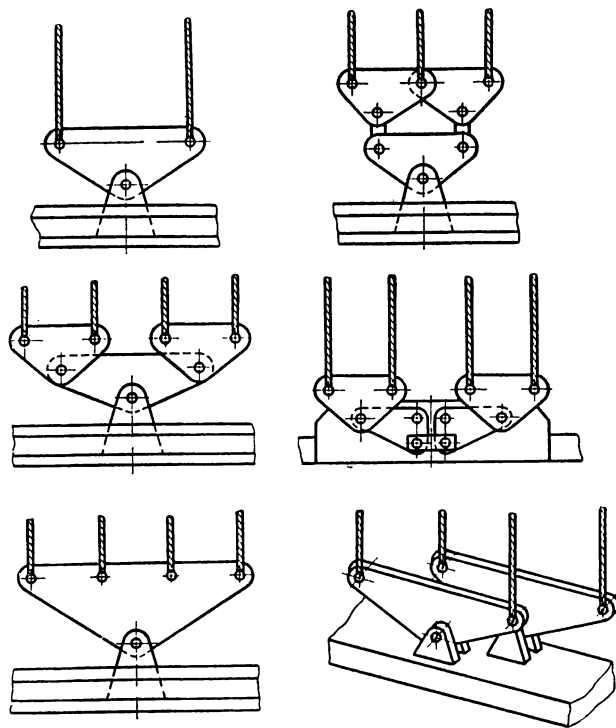


Рис. 4.162. Схемы рычажных уравнительных подвешных устройств сосудов многоканатных подъемных установок

Данный тип подвесных устройств имеет несколько разновидностей, таких как пружинные, роликовые, барабанные, гидравлические, балансирующие и рычажные. В угольной промышленности СССР получили распространение лишь три последних типа.

На рис. 4.160 показано гидравлическое подвешное устройство, в котором для выравнивания нагрузки между канатами в качестве подвесок применены гидродомкраты.

Основными достоинствами этого подвешного устройства являются: возможность обеспечения полного выравнивания усилий между канатами; большие величины хода уравнителей; возможность применения при любом числе канатов и любом расстоянии между ними.

Существенные недостатки состоят в сложности конструкции и значительных ее массе и длине, а также в необходимости систематического пополнения цилиндров рабочей жидкостью.

Большее применение на шахтных многоканатных подъемных установках находят балансирующие подвесные устройства, которые имеют ряд существенных достоинств, а именно: перегрузка отдельных канатов не превышает 10—15%; простота конструкции и относительно небольшая масса.

К недостаткам этих подвесных устройств следует отнести: относительно малую величину хода балансиров, которая лимитируется расстоянием между канатами; неполное использование хода балансиров (примерно на 85% при угле их поворота не больше 60°), ограниченное условием удовлетворительного (без перегрузок) выравнивания усилий между канатами.

Первый из указанных недостатков можно устранить, увеличив ход балансиров в два раза и более при сохранении расстояния между канатами, если: верхние балансиры расположить в разных плоскостях и соединять ими канаты через один (например, первый с третьим, второй с четвертым); длину балансиров принять больше, чем расстояние между канатами.

На балансирных подвесных устройствах (рис. 4.161) каждый балансир имеет свою точку крепления на подъемном сосуде, поэтому в них не может быть обеспечено выравнивание усилий между парами канатов, что является их существенным недостатком.

Для выравнивания натяжений между парами подъемных канатов в некоторых конструкциях верхние балансиры, объединяющие канаты попарно, соединяются нижним балансиром шарнирно прикрепленным к подъемному сосуду. Также имеются комбинированные балансирно-винтовые подвесные устройства.

Конструктивно подобными балансирным подвесным устройствам являются рычажные подвесные устройства.

На рис. 4.162 приведены схемы рычажных уравнилельных устройств двух-, трех- и четырехканатных подъемных установок.

Степень выравнивания усилий между канатами при рычажных уравнилельниках зависит от длины и угла раствора рычага. Угол раствора рычага должен быть более 120°, в противном случае, даже при увеличенной длине рычага, эффективность выравнивания усилий между канатами падает и при угле раствора 90—60° становится явно неудовлетворительной.

Имеются комбинированные рычажно-балансирные подвесные устройства, позволяющие при развороте балансиров на 90° по отношению к плоскости канатов увеличить длину балансиров, не изменяя заданного расстояния между канатами.

В настоящее время каждый из трех рассмотренных выше типов подвесных устройств в принципе находит свою область применения.

Подвесные устройства для сосудов наклонных подъемов

В зависимости от вида присоединяемого сосуда различают подвесные устройства для клетей, скипов и людских вагонеток.

Подвесные устройства для клетей (см. рис. 4.144 и 4.145) представляют собой конструкцию, включающую трехпальцевый коуш с металлическими жимками, рабочую и предохранительную подвески.

В качестве предохранительной подвески применены две корабельные цепи. Рабочую подвеску образует вертикальная равноплечая траверса, к центральной оси которой присоединен коуш. Траверса шарнирно связана верхней осью с проушинами рамы клетки, а нижней — с рамой через шток. Предохранительные цепи одним концом связаны с проушиной в раме клетки, другим — с коушем в месте его присоединения к траверсе.

Таким образом, рабочая подвеска осуществляется ветвью: коуш—траверса—шток—рама клетки; резервной подвеской является ветвь: коуш—цепи—проушина рамы клетки.

Типоразмерный ряд подвесных устройств для клетей наклонных подъемов представлен в табл. 4.72. Данный ряд по допустимым нагрузкам соответствует условиям, предусмотренным типоразмерным рядом (см. табл. 4.65) клетей для наклонных подъемов.

Подвесные устройства для скипов наклонного подъема (см. рис. 4.143) состоят из грушевидного однопальцевого коуша с металлическими жимками и серьги, с одной стороны шарнирно соединенной с подпружиненными проушинами тяговой рамы, а с другой — через палец с коушем. Тяговая рама, представляющая собой рамную конструкцию П-образной формы, шарнирно связана со скипом, что обеспечивает возмож-

Таблица 4.72

Параметры	Технические данные типоразмерного ряда подвесных устройств					
	5,5		8,5			
Максимально допустимая нагрузка на тяговый канат, тс	5,5		8,5			
Тип подвесного устройства	С предохранительными цепями, трехпальцевым коушем и вертикальной траверсой					
Диаметр тягового каната, мм	20—35		31—45			
Угол наклона створа, градус	40—50	50—60	40—50	50—60	60—70	
Типоразмер клетки по табл. 4.65	1; 2	6; 7	3; 4	5; 8; 9	10; 11	

ность отклонения рамы относительно кузова в период его разгрузки.

Как для скипов опрокидных, так и для скипов с секторным затвором подвесные устройства конструктивно одинаковы и отличаются лишь расстоянием от коуша до шарнирного присоединения рамы подвесного устройства к раме скипа.

Подвесные устройства (цепки) людских вагонеток конструктивно различны для вагонеток ВЛ-30, ВЛ-50 и ВЛ-1, ВЛ-2.

При этом различают головную цепку, посредством которой с головным канатом соединяется головная вагонетка, и промежуточные цепки, соединяющие головную вагонетку с прицепной или прицепные вагонетки между собой.

Головная цепка вагонеток ВЛ-30 и ВЛ-50 (см. рис. 4.146) состоит из петли, шкворня и коуша с металлическими жимками.

В конструкции цепки предусмотрена блокировка, исключающая возможность произвольного расцепления петли от проушины и в то же время позволяющая быстро производить прицепку или отцепку тягового каната от головной вагонетки.

В проушине привода тормозной каретки и в петле головной цепки сделаны шпоночные пазы. Проушина с петлей соединяется шкворнем, на котором имеется шпонка.

Шкворень может быть заведен только в том случае, если петля будет поднята вверх под углом 90° к оси проушины. После того как шкворень завели, петлю опускают в горизонтальное (рабочее) положение.

Во время работы при натяжении или ослаблении каната шпоночные пазы не совпадают, поэтому шкворень из отверстия вынуть невозможно. Чтобы вывести штырь, необходимо поднять петлю и совместить шпоночные пазы.

Промежуточная цепка вагонеток ВЛ-30 и ВЛ-50 состоит из двух проушин, наружных и внутренних пластин и валиков. В каждой промежуточной цепке предусмотрен один валик с гайкой, чтобы цепку можно было рассоединить. Проушины промежуточных цепок с одной стороны надеваются на валики, которые закреплены ригелями к раме вагонетки, с другой стороны крепятся к балансирам.

Балансир устанавливается в задней части рамы прицепной вагонетки и может поворачиваться в своих цапфах на 360° , что гарантирует поворот вагонеток в горизонтальной плоскости при одинаковом натяжении обеих промежуточных цепок. Шарнирные соединения звеньев позволяют им поворачиваться в вертикальной плоскости. Головная цепка (см. рис. 4.147)

вагонеток ВЛ-1 и ВЛ-2 состоит из коуша с металлическими жимками, серьги, проушины и предохранительных цепей.

Прицепная вагонетка соединяется с головной двумя промежуточными сцепками, выполненными в виде пластинчатых цепей. В составе поезда центральные тяги вагонеток соединяются сцепкой из корабельной цепи с натяжным устройством для регулирования длины таким образом, чтобы тяговое усилие передавалось только через промежуточные сцепки.

Подвесные устройства для проходческих подъемных судов

Конструктивно различают проходческие подвесные устройства для сосудов (проходческих бадей), присоединяемых к прядевым канатам и канатам закрытой конструкции.

Подвесное устройство (рис. 4.163) для проходческих бадей, присоединяемых к прядевым канатам, состоит из крюка с защелкой, траверсы, упорного подшипника-вертлюга и клинового безжимкового коуша.

Крюк — штампованный, зев его выполнен так, что дужка бадьи входит в него только при оттянутой до конца защелке, которая снабжена замком, предотвращающим ее произвольное открывание. Открывание зева крюка производится вручную поворотом защелки, а запираение его — автоматически. Крюк с траверсой соединяется гайкой через упорный подшипник-вертлюг. Запанцировка каната осуществляется клиновым безжимковым коушем, над которым установлены жимки для контроля проскальзывания каната и шайба-амортизатор.

Основные характеристики подвесных устройств проходческих подъемных сосудов с прядевыми канатами приведены в табл. 4.73.

Подвесное устройство (рис. 4.164) для проходческих бадей, присоединяемых к канатам закрытой конструкции, состоит из крюка с защелкой, траверсы, упорного подшипника-вертлюга, цанговой муфты основной за-

Таблица 4.73

Типо-размер	Грузоподъемность, т	Емкость поднимаемой бадьи, м ³	Диаметр каната, мм	Размер, мм		Масса, кг
				высота	ширина	
ПУБ-2,3	2,8	0,75—1	18—26	1440	255	105
ПУБ-4,5	5	1,5—2	23—35	1475	325	135
МПУ-8	8	2,5—3	37	1740	325	170

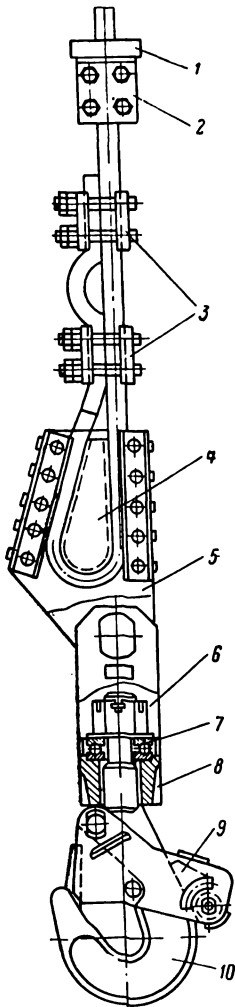


Рис. 4.163. Общий вид прицепного проходческого устройства для прядевых канатов типа ПУБ:

1 — шайба-амортизатор; 2 — упорный жимок; 3 — контрольный жимок; 4 — клин; 5 — клиновидная муфта; 6 — щека; 7 — вертлюг; 8 — траверса; 9 — защелка; 10 — крюк

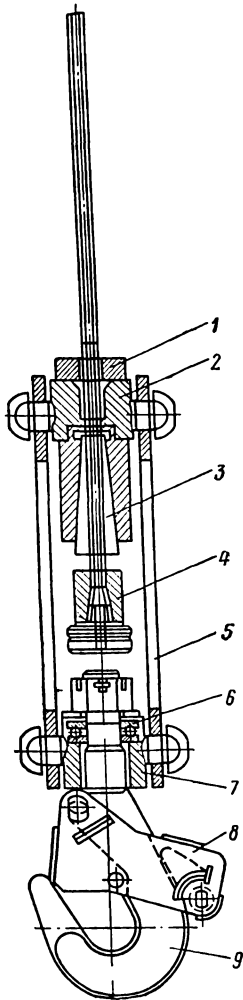


Рис. 4.164. Общий вид прицепного проходческого устройства для закрытых канатов типа «Подъем»:

1 — амортизатор; 2 — верхняя траверса; 3 — основная цанговая муфта; 4 — игольчатая страхующая муфта; 5 — щека; 6 — вертлюг; 7 — нижняя траверса; 8 — защелка; 9 — крюк

панцировки и игольчатой муфты страхующей запанцировки.

Конструкция крюка и звена его присоединения к прицепному устройству аналогичны вышеописанному.

Основная цанговая муфта представляет собой кольцевую конусную втулку, в которую запрессовываются три клина, охватывающие канат. Муфта основной запанцировки собирается на специальном гидравлическом прессе.

Для исключения проскальзывания каната в прицепном устройстве при аварийных пере-

грузках оно снабжено муфтой страхующей запанцировки, состоящей из кольцевой конусной втулки, в которой распущенный конец каната расклинивается секторными клиньями и иглами.

Основные характеристики подвесных устройств проходческих бадей, присоединяемых к канатам закрытой конструкции, приведены в табл. 4.74.

Пути совершенствования подвесных устройств для сосудов вертикального подъема

Следует отметить, что независимо от вида вертикального подъема (одно- или многоканатный) наиболее совершенными конструкциями являются подвесные устройства с центральным шарнирным присоединением одной рабочей подвески, обеспечивающие требуемую точность центровки сосуда и улучшение «вписывания» его в реальный профиль проводников армировки при движении в стволе.

До последних лет центровке подъемных сосудов конструкторы не уделяли должного внимания. Во многих конструкциях еще эксплуатирующихся подъемных сосудов несовпадение приведенной оси рабочей подвески с вертикальной центральной осью достигает 150 мм.

Подобная внецентренная подвеска для сосудов большой грузоподъемности недопустима вообще, так как вследствие перекоса тяжелого сосуда проводники (будь то жесткие или канатные) и направляющие устройства нагружаются большими статическими составляющими от веса и подвергаются прогрессивному износу.

Кроме того, применяющиеся на сосудах многоканатного подъема рабочие подвески с двух-

Таблица 4.74

Тип подвешного устройства	Диаметр каната, мм	Грузоподъемность, т	Максимальная емкость бадей, м³	Размер мм		Масса, кг
				высота	ширина	
«Подъем 1/20»	20	2,6	1	1000	280	80
«Подъем 2/25»	25	5,0	2	1200	340	120
«Подъем 3/25»	25	8,0	3	1250	375	145
«Подъем 3/27»	27	8,0	3	1250	375	145
«Подъем 4/30»	30	11,0	4	1350	375	180
«Подъем 4/33»	33	11,0	4	1350	375	180
«Подъем 5,5/36»	36	11,5	5,5	1500	385	230
«Подъем 6,5/38»	38	14,5	6,5	1500	385	230

точечным (в плоскости канатов) присоединением вследствие неизбежного различия в натяжениях канатов также вызывают перекося сосудов и нагружение проводников.

В ряде случаев по этой причине в стволах с коробчатыми проводниками подпружиненные роликовые направляющие вообще не выполняли своих функций. Направленное движение подъемного сосуда обеспечивалось лишь предохранительными башмаками, вследствие чего полые проводники тонкостенного коробчатого профиля быстро изнашивались и полностью выходили из строя.

Именно поэтому и для подъемных сосудов многоканатного подъема наиболее совершенной схемой подвесного устройства является схема с одной центрально расположенной шарнирной рабочей подвеской. При такой схеме подвесного устройства сосуд в рабочем положении свободно висит в проводниках, не нагружая их своей массой, что является первостепенным условием долговечной работы системы «сосуд—армировка».

§ 15. Шахтные парашюты

Согласно правилам безопасности все подъемные сосуды одноканатных подъемов, предназначенные для перемещения людей в вертикальных и наклонных выработках шахт, оборудуются устройствами (парашютами) для плавной остановки и удержания в аварийной ситуации (обрыв подъемного каната или выход из строя подвесного устройства, а также напуск подъемного каната при заклинивании подъемного сосуда в стволе).

Классификация шахтных парашютов представлена на рис. 4.165.

В настоящее время серийно выпускаются парашюты типов: ПТК и их модификации применительно к подъемам со шкивами трения (ПТКШ) и противовесам (ПТКП) — с клиновым ловителем, осуществляющим мгновенный захват за два тормозных каната при любом типе и любой схеме расположения металлических проводников; ПКЛ и их модификации применительно к подъемам со шкивами трения (ПКЛШ) — с эксцентриково-клиновым ловителем, осуществляющим мгновенный захват за один тормозный канат при одностороннем расположении рельсовых проводников; ПДП для деревянных проводников.

П а р а ш ю т н ы е у с т р о й с т в а т и п а ПТК для клеток вертикального подъема состоят из ловителя, устанавливаемого на клетки (см. рис. 4.138), двух тормозных канатов, навешиваемых для каждой клетки на всю глу-

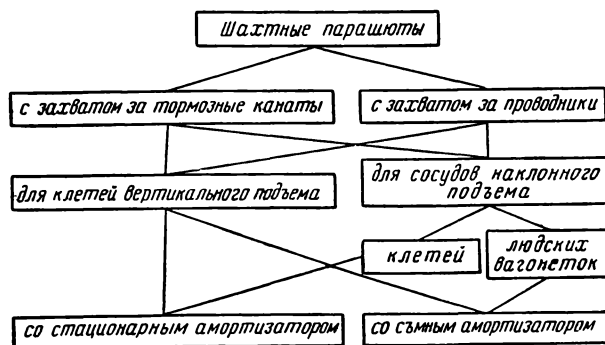


Рис. 4.165. Классификация шахтных парашютов

бину ствола, натяжных устройств тормозных канатов и крепления их в зумпфе, амортизаторов с соединительными муфтами, амортизационных канатов, направляющих муфт, предохраняющих детали ловителя от истирания тормозными канатами.

В качестве тормозных канатов при парашютах типа ПТК применяются нераскручивающиеся канаты крестовой свивки, имеющие наружные проволоки диаметром не менее 2 мм по ГОСТ 3070—74 марки В, с расчетным пределом прочности проволоки при растяжении не менее 150 кгс/мм², а также канаты закрытого типа различных диаметров в зависимости от расчетной динамической нагрузки, действующей на тормозные канаты при срабатывании ловителя парашюта.

Верхние концы тормозных канатов на копре соединяются с амортизационными канатами соединительными муфтами, а нижние концы крепятся в зумпфе ствола к специально установленным балкам.

В сечении шахтного ствола в зависимости от схемы армировки тормозные канаты располагаются по малой оси клетки или с некоторым смещением от последней.

Амортизаторы парашютных устройств являются основными элементами, обеспечивающими безопасные режимы улавливания подъемного сосуда.

С парашютами типа ПТК применяются канатно-винтовые амортизаторы (рис. 4.166), устанавливаемые или на копре, или на клетки. Они подразделяются на одноручьевые, двухручевые и трехручевые, отличающиеся числом одновременно протягиваемых в них канатов. Усилие протяжки возрастает пропорционально числу протягиваемых канатов между валками и сухарями.

Одноручьевые амортизаторы устанавливаются на подъемах, где расчетная нагрузка не превышает 30 000 кгс. На подъемах с большей расчет-

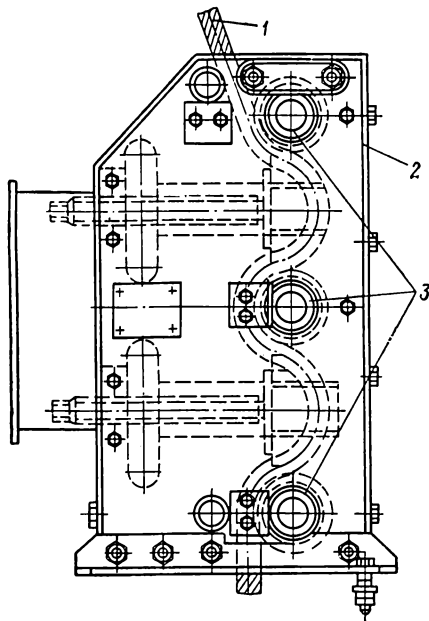


Рис. 4.166. Общий вид трехручьевого канатно-винтового амортизатора:

1 — канаты; 2 — кожух; 3 — валки профильные; 4 — корпус; 5 — сухари; 6 — винты натяжные; 7 — гайка

ной нагрузкой устанавливаются трехручьевые амортизаторы. При динамической нагрузке до 60 000 кгс их можно использовать как двухручьевые, т. е. на два амортизационных каната.

Трехручьевые амортизаторы дают возможность получить ступенчатый режим торможения. В этом случае тормозной канат соединяется со средним канатом амортизатора, два других амортизационных каната имеют напуск: первый — до 0,5 м, третий — до 2 м. Протяжка канатов осуществляется с последовательным включением их, вследствие чего сила торможения возрастает ступенями.

По эксплуатационным качествам лучшим канатом для канатно-винтовых амортизаторов является канат диаметром 43,5 мм конструкции

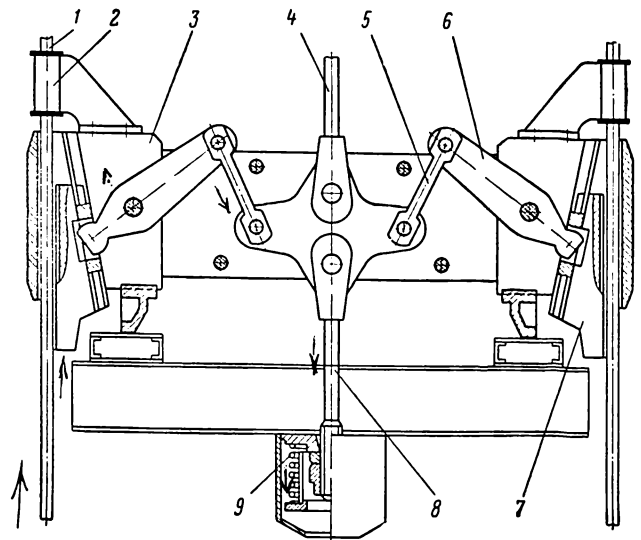


Рис. 4.167. Схема устройства ловителя парашюта ПТК:

1 — тормозной канат; 2 — направляющая втулка; 3 — корпус ловителя; 4 — шток рабочей подвески; 5 — вилка; 6 — рычаг; 7 — клин; 8 — шток привода; 9 — приводная пружина

$6 \times 19 (1 + 6 + 12) + 1$ о. с. ГОСТ 3070—74 с временным сопротивлением проволок 130—170 кгс/мм².

Схема устройства ловителя парашюта ПТК, осуществляющего связь падающей клетки с тормозными канатами, показана на рис. 4.167.

В транспортном положении приводная пружина сжата натяжением подъемного каната, ловитель лежит на опорах и клинья его не соприкасаются с тормозными канатами.

При нормальной работе некоторая часть веса клетки передается предохранительной подвеске, а остальной вес воспринимается приводной пружиной, сжатой штоком ловителя.

В случае обрыва головного каната или подвесного устройства приводная пружина разжимается и через шток, связанный с рычажной системой, перемещает клинья и тем самым вводит их в соприкосновение с тормозными канатами. Ловитель продолжает лежать на нижних опорах до тех пор, пока силы взаимодействия между клиновыми зажимами и тормозными канатами не станут больше веса ловителя, после чего он останавливается, удерживаясь на тормозных канатах. Начальное заклинивание ловителя на тормозных канатах происходит за счет упругой силы пружины. Продолжая двигаться вниз, клеть сжимает пружину и садится на шток, воздействуя через него на плечи рычагов, еще больше заклинивая ловитель на тормозных канатах. С момента, когда нагрузка в тормозных канатах и сопротивление в направляющих устройствах сосуда достигают веса

Таблица 4.75

Типоразмер	Статическая нагрузка, тс	Диаметр тормозного каната, мм		Расстояние между осями клиновых зажимов тормозных канатов, мм	Типоразмер по ГОСТ 15850—70
		прямой конструкции	закрутой конструкции		
1ПТК6,3 2ПТК6,3 3ПТК6,3	6,3	25,5	25,0	1150 1200 1480	2ТК6,3
1ПТК12,5 2ПТК12,5 3ПТК12,5 4ПТК12,5 5ПТК12,5 6ПТК12,5 7ПТК12,5	12,5	30,5	25,0	1150 1200 1350 1480 1540 1630 1730	2ТК12,5
1ПТК19 2ПТК19 3ПТК19 4ПТК19 5ПТК19 6ПТК19 7ПТК19 8ПТК19	19,0	35,0	30,0	1150 1200 1350 1540 1630 1680 1730 1870	2ТК19
1ПТК25 2ПТК25 3ПТК25 4ПТК25 5ПТК25	25,0	40,0	36,0	1540 1630 1680 1780 1870	2ТК25
1ПТК30 2ПТК30 3ПТК30 4ПТК30 5ПТК30 6ПТК30	30,0	45,0	36,0	1040 1080 1150 1630 1780 1870	2ТК30

клетки, начинается торможение последней. При этом клинья ловителя практически не проскальзывают относительно тормозных канатов.

Технические характеристики парашютов типа ПТК для клеток вертикального подъема приведены в табл. 4.75, а для противовесов — в табл. 4.76.

Парашютное устройство типа ПКЛ для клеток вертикального подъема показано на рис. 4.168. Отличительной особенностью данной конструкции является наличие лишь одного тормозного каната, обусловленное односторонним расположением рельсовых проводников, в сочетании с которым и применяется этот парашют.

Устройство включает в себя стационарные канатно-винтовые амортизаторы, эксцентриково-клиновой ловитель, направляющие муфты,

Таблица 4.76

Типоразмер	Статическая нагрузка, тс	Диаметр тормозного каната, мм	Расстояние между осями клиновых зажимов тормозных канатов, мм	Масса парашюта, кг	
				без учета масс тормозных канатов и балок для их крепления	установленного на противовесе (без массы подвешенного устройства)
1ПТКП 2ПТКП 3ПТКП 4ПТКП 5ПТКП 6ПТКП 7ПТКП 8ПТКП 9ПТКП 10ПТКП	12,5	30,5	800 900 1000 1150 1200 1350 1480 1540 1630 1730	1275—1325	445 445 450 455 455 460 475 480 490 495

опорный (тормозной) и амортизационные канаты с соединительными муфтами.

Амортизаторы, амортизационные и тормозные канаты, соединительные и направляющие муфты, узел крепления нижнего конца тормозного каната в зумпфе для парашютных устройств типа ПКЛ такие же, как и для парашютных устройств типа ПТК.

Ловитель парашюта состоит из корпуса и эксцентрикового рычага с надетой на него колодкой, по наклонному пазу Т-образной формы которой перемещается клин.

Включение ловителя осуществляется через рычаг пружинным приводом от штока парашюта.

Принцип действия ловителя парашютного устройства типа ПКЛ заключается в следующем. При обрыве головного каната или подвешенного устройства пружина привода разжимается, толкает шток вниз и поворачивает рычаг ловителя. При этом клин перемещается вверх и зажимает тормозной канат. Происходит предварительное включение ловителя. С этого момента начинается рабочее срабатывание ловителя, так как клетка, перемещаясь вниз, заводится через серьги на эксцентриковом рычаге. Рычаг, поворачиваясь за счет эксцентриситета под действием веса клетки, еще больше зажимает тормозной канат между спинкой и клином.

Ввиду того, что тормозной канат закреплен в амортизаторе, происходит плавная остановка клетки.

Таблица 4.77

Параметры	Типоразмер парашюта			
	ПКЛ-16	ПКЛ-23	ПКЛ-35	ПКЛ-46
Концевая нагрузка, тс	До 7	До 10	До 15	До 20 (до 27 при расчетном замедлении грузовой клетки 5 м/с ²)
Ширина клетки, мм	900	900	900	—
	1010	1010	1010	1010
	1370	1370	1370	1370
	—	1460	1460	1460

Технические характеристики парашютов типа ПКЛ приведены в табл. 4.77.

Парашютное устройство ПКЛШ для клеток вертикального подъема со шкивом трения отличается от парашюта ПКЛ лишь наличием включающего устройства специальной конструкции, которое обусловлено схемой одноканатной двухконцевой подъемной установки со шкивом трения. С точки зрения привода включения парашюта особенность подъема с машиной типа ШТ (рис. 4.169) состоит в том, что при обрыве каната или разрушении подвесного устройства у одного из подъемных сосудов длинный конец отвеса каната, увлекаемый вторым сосудом при его падении, может оставаться под натяжением, препятствующим разжатую приводной пружины парашюта. В связи с этим рассматриваемая система должна иметь специальное устройство принудительного включения парашютов обеих клеток, работающее независимо от факторов, обуславливающих возможное натяжение каната в аварийной ситуации (масса каната, возможное захлестывание его, а также наличие сопротивлений протягиванию по трассе заводки).

В парашютах типа ПКЛШ эта задача решена при помощи включающего каната.

Включающее устройство парашютной установки ПКЛШ состоит из включающего устройства ловителя со срезными шпильками, дополнительного шкива, включающего каната и контргруза для натяжения включающего каната. Включающее устройство ловителя (рис. 4.170) имеет хомут, один конец которого

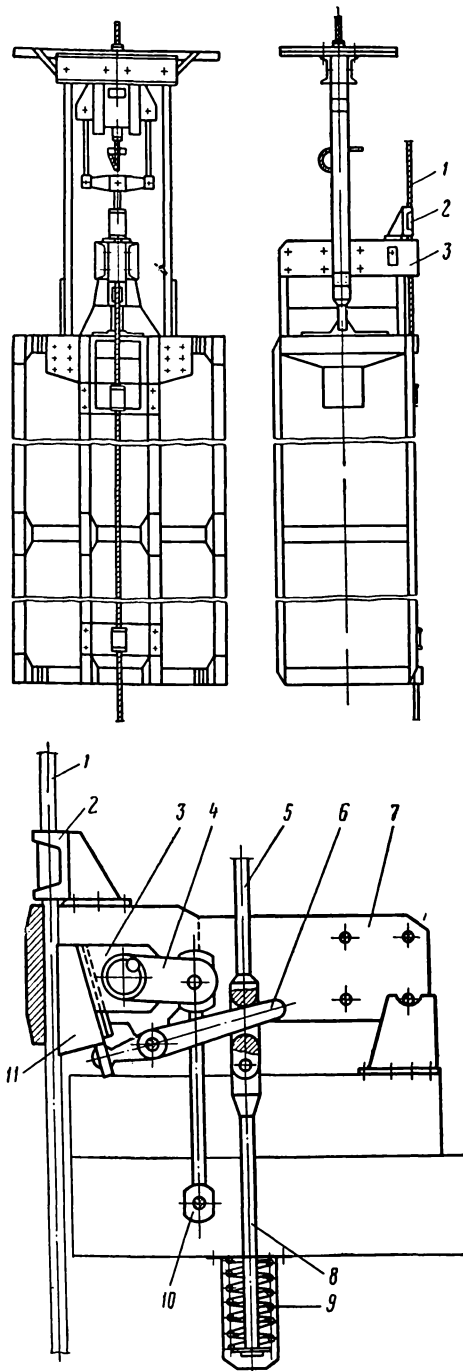


Рис. 4.168. Общий вид клетки с парашютом типа ПКЛ и схема устройства ловителя:

1 — тормозной канат; 2 — направляющая муфта; 3 — колодка; 4 — эксцентриковый рычаг; 5 — шток рабочей подвески; 6 — рычаг привода; 7 — корпус ловителя; 8 — шток привода; 9 — пружина привода; 10 — серьга; 11 — клин

с помощью срезного валика крепится к включающему канату, а другой — через срезные шпильки крепится к кронштейну клетки.

К боковым планкам хомута приварены упоры, заталкивающие клин ловителя при натяжении включающего каната в момент обрыва подъемного каната.

При нормальной работе подъема включающий канат соединен с включающими устройствами ловителей, которые удерживаются на клетях с помощью системы срезных шпилек.

Для обеспечения постоянного натяжения включающего каната при вытяжке и колебании подъемного каната дополнительный шкив с помощью контргрузов имеет возможность перемещаться в направляющих фермы.

Работа парашютной установки ПКЛШ в случае обрыва подъемного каната заключается в следующем. Одна из клеток, у которой обрыв каната произошел между клетью и копровым шкивом или на шкиве, будет остановлена парашютом от расжатия приводной пружины ловителя. Другая клеть, продолжая свое падение вниз, натянет включающий канат, который, в свою очередь, разрушит срезные шпильки включающего устройства.

○ Включающее устройство своими упорами подает клин ловителя, обеспечивая при этом сначала предварительное сцепление тормозного каната с ловителем, а затем окончательное — с помощью эксцентрикового рычага.

После этого ловитель осуществляет «мертвый» захват за тормозной канат и удерживает клеть в процессе всего периода ее торможения до полной остановки. При этом происходит протяжка амортизационных канатов через амортизаторы.

П а р а ш ю т н ы е у с т р о й с т в а т и п а ПТКШ, применяемые на клетях подъемных установок со шкивом трения при двустороннем расположении проводников в стволе, оборудованы ловителями типа ПТК и включающим устройством, аналогичным конструкции, используемой в парашютах ПКЛШ.

Парашюты с ловителями ПТК и ПКЛ безотказны в отношении захвата за тормозные канаты. Однако их модификации ПТКШ и ПКЛШ для подъемов со шкивами трения нормально работают лишь при сравнительно малых скоростях движения. При скоростях свыше 6 м/с искривления проводников обуславливают сильные поперечные колебания головного и включающего канатов, приводящие к взаимному их захлестыванию и ложному срабатыванию парашютов.

Кроме того, ложные срабатывания всех модификаций парашютов с клиновыми ловителями наблюдаются также и при порывах и вспучиваниях проволок наружного слоя тормозного каната, при его обледенении и наличии на нем вязкой смазки.

Несмотря на вышеотмеченные недостатки при тщательном эксплуатационном уходе и надзоре описанные парашютные устройства обеспечивают полную безопасность доставки людей по вертикальным стволам шахт.

П а р а ш ю т н ы е у с т р о й с т в а т и п а ПДП (рис. 4.171) разрешены к промышленному применению на клетевых подъемах при деревянных проводниках двустороннего расположения.

Парашют осуществляет улавливание (торможение и удержание) клетки за деревянные проводники жесткой армировки ствола.

Конструкция парашюта включает пружинный приводной механизм, рычажный передаточный механизм и захваты.

Приводной механизм в принципе не отличается от подобного устройства, используемого в парашютах с клиновыми ловителями.

Передаточный механизм состоит из двух двуплечих рычагов. Одним концом рычаги шарнирно соединены с серьгами, связанными со штоком приводного механизма при помощи оси. Другим концом рычаги поджаты снизу к упорным приливам захватов. Парашют имеет четыре захвата — по два на каждый проводник, установленные относительно него с двух боковых сторон.

В транспортном положении захваты, установленные на поворотных осях опор, оттягиваются от проводников цилиндрическими пружинами. Рабочие поверхности захватов конструкции МакНИИ снабжены двумя профильными гребнями и ограничительной щекой, которые при вдавливании в проводник обеспечивают протяжку древесины с обжатием волокон в сужающихся каналах, создавая заданное постоянное сопротивление.

В аварийной ситуации пружина привода, разжимаясь опускает шток парашюта вниз. При этом через серьги осуществляются поворот двуплечих рычагов и одновременный подвод захватов к поверхностям проводников с первоначальным внедрением гребней в древесину. Дальнейшее внедрение захватов в проводники обеспечивается за счет веса падающей клетки. В процессе взаимодействия захватов с проводниками происходят торможение и остановка клетки.

Парашюты ДП с захватом МакНИИ в настоящее время являются наиболее совершенной конструкцией парашютов для деревянных проводников.

П а р а ш ю т н ы е у с т р о й с т в а д л я л ю д с к и х в а г о н е т о к подразделяют в зависимости от углов наклона выработок (от 6 до 30°; от 6 до 50° и от 40 до 80°), кото-

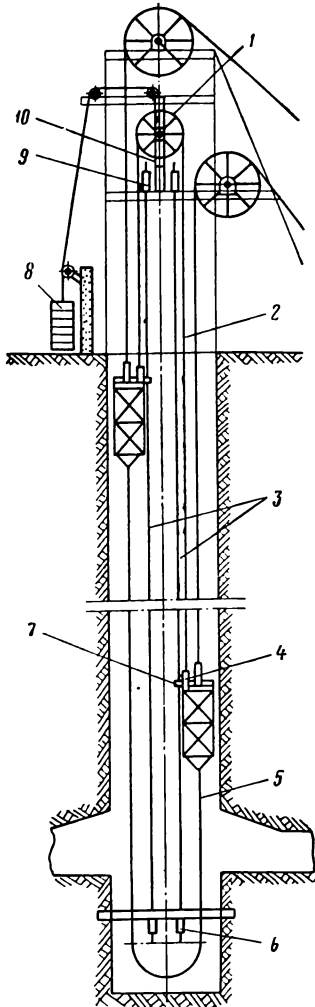


Рис. 4. 169. Схема парашютного устройства ПКЛШ для подъемов со шкивами трения и односторонними рельсовыми проводниками:

1 — дополнительный шкив; 2 — включающий канат; 3 — тормозные канаты; 4 — включающее устройство ловителя; 5 — хвостовой канат; 6 — натяжное устройство тормозных канатов; 7 — ловитель; 8 — контргруз; 9 — амортизатор; 10 — ферма дополнительного шкива

рые и определяют типы применяемых вагонеток (ВЛ-30, ВЛ-50, ВЛ-1 и ВЛ-2).

Парашюты (рис. 4.172) вагонеток ВЛ-30, опорой для ловителей которых служит верхнее строение рельсового пути, состоят из тормозной каретки, деревянных брусьев-амортизаторов и механизмов автоматического и ручного включения.

Тормозная каретка размещена в раме вагонетки и может перемещаться вдоль нее от передней до задней тележки ходовой части.

В задней части корпуса каретки на ребрах установлены оси, на которые свободно надеты упоры и резцы. Положение резцов фиксируется

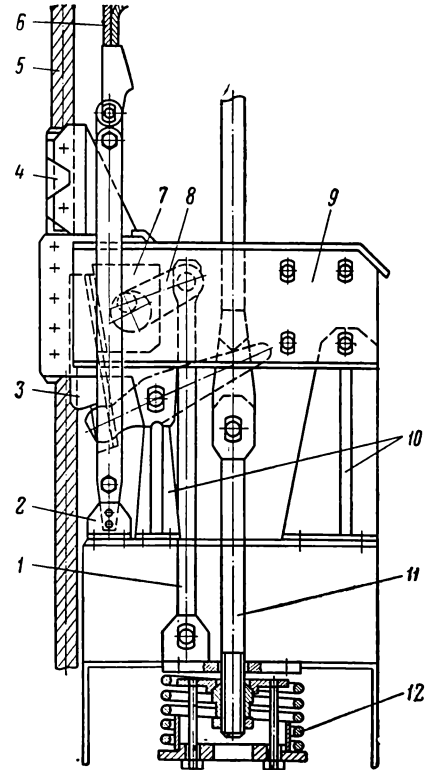


Рис. 4. 170. Общий вид ловителя парашюта типа ПКЛШ:

1 — тяга соединения эксцентрикового рычага с клетью; 2 — кронштейн со срезными шпильками; 3 — клин; 4 — направляющая втулка; 5 — тормозной канат; 6 — включающий канат; 7 — колодка; 8 — эксцентриковый рычаг; 9 — корпус; 10 — кронштейны соединения корпуса ловителя с клетью; 11 — центральная тяга парашюта; 12 — приводная пружина

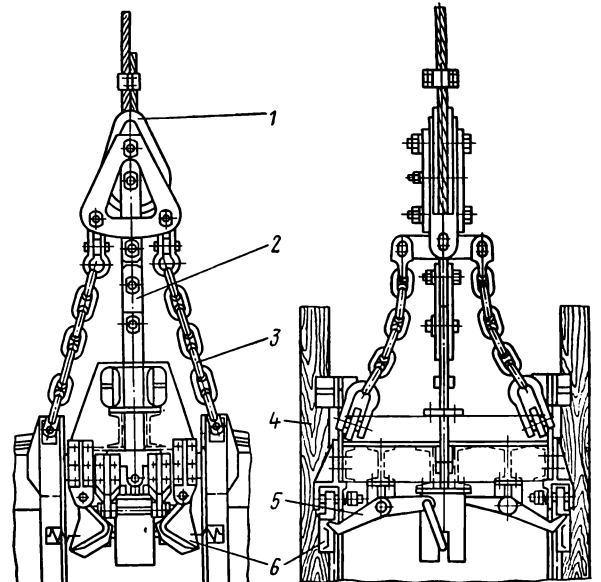


Рис. 4. 171. Общий вид парашюта для деревянных проводников с захватом конструкции МакНИИ:

1 — канат с коушем; 2 — рабочая подвеска с центральным штоком парашюта; 3 — предохранительная подвеска; 4 — проводник; 5 — дуплечие рычаги; 6 — захваты

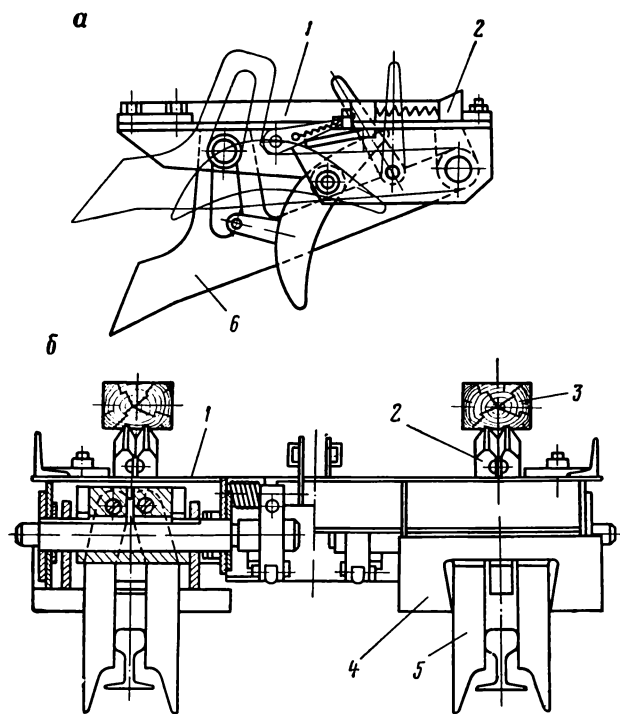


Рис. 4.172. Тормозные каретки парашютов вагонеток: а — ВЛ-30; б — ВЛ-50; 1 — рама тормозной каретки; 2 — резцы; 3 — брусья амортизационные; 4 — коробка клиновья; 5 — захват рельсовый; 6 — упор

прорезью в листе рамы. В транспортном положении упоры приподняты над рельсами и удерживаются защелками.

В средней части корпуса каретки установлен валик включающего механизма, на котором закреплены включающая вилка и защелки. Поворот валика ограничен пружиной. Эта же пружина возвращает вилку в рабочее положение.

В передней части каретки размещены ограничители глубины внедрения упоров. Для установки тормозной каретки в транспортное положение на раме смонтирован механизм возврата.

Кулак, закрепленный на тяге, при срабатывании привода парашюта отклоняет включающую вилку. Вместе с вилкой поворачиваются валик и закрепленные на нем защелки, которые освобождают кулаки. Тормозные упоры падают под действием массы, внедряясь концами в полотно пути.

Тормозная каретка при этом останавливается, а вагонетка продолжает свое движение и набегаем на резцы деревянными брусьями-амортизаторами, закрепленными на раме ходовой части.

Резание амортизаторов резцами погашает скорость и плавно останавливает вагонетку.

К концу торможения каретка переходит из первоначального положения в конечное у задней тележки ходовой части вагонетки.

Парашюты вагонеток ВЛ-50, ВЛ-1 и ВЛ-2 отличаются от вышеописанных применением в них вместо падающих упоров рельсовых захватов, обеспечивающих остановку тормозной каретки путем жесткого захвата головок рельсов. Кроме того, в вагонетках ВЛ-1 и ВЛ-2 не предусмотрено ручное включение парашютов.

§ 16. Направляющие устройства шахтных подъемных сосудов вертикальных стволов

Направляющие устройства предназначены для обеспечения направленного движения подъемного сосуда в проводниках армировки ствола.

Разработка конструкций и применение направляющих устройств до последнего времени осуществлялись без должного научного обоснования, в частности обоснования, базирующегося на исследованиях процессов динамического взаимодействия движущегося сосуда с проводниками армировки с учетом таких характеристик системы, как жесткостные свойства армировки, вид, конструкция и жесткость подъемного сосуда, а также заданный режим его движения.

Исследования динамики системы «подъемный сосуд — жесткая армировка ствола» [30, 35] показали, что работоспособность ее определяется прежде всего таким сочетанием конструктивных параметров армировки, подъемного сосуда, направляющих устройств и режима движения, которые обеспечивают динамическую устойчивость при нормированных амплитудах параметрических колебаний взаимодействующего с проводниками сосуда.

В институте горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова были разработаны и введены в действие в 1968 г. научно обоснованные «Временные указания по проектированию и расчету жестких армировок вертикальных стволов шахт», представляющие собой рекомендации по проектированию и инженерную методику расчета армировки по условиям устойчивости движения сосуда в зависимости от его конструктивных параметров и заданной скорости, а также «Временные указания по проектированию скипов подъемных установок вертикальных стволов угольных шахт с жесткими армировками» (1972 г.), в которых изложены основные требования к конструкциям скипов с точки зрения обеспечения условий благоприятного их взаимодействия с проводниками.

Основные положения упомянутых ведомственных нормативно-расчетных материалов

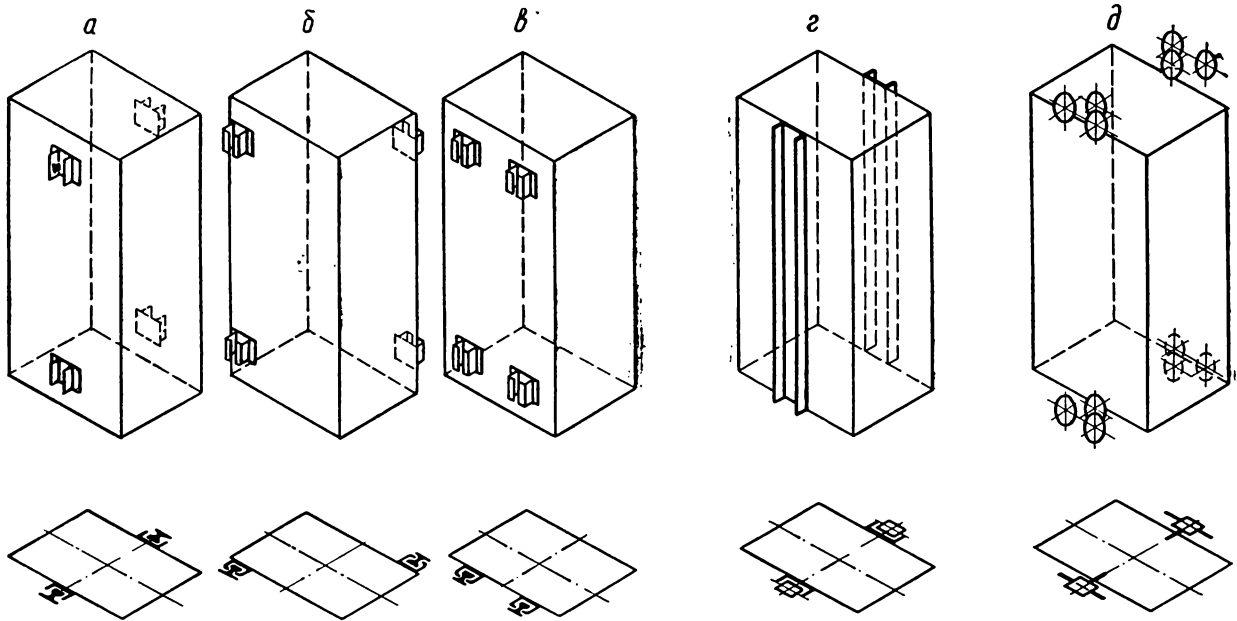


Рис. 4.173. Виды конструкции рабочих направляющих устройств:

а — открытые башмаки для двусторонних проводников; *б* — закрытые башмаки для двусторонних диагональных рельсовых проводников; *в* — закрытые башмаки для односторонних рельсовых проводников; *г* — непрерывные корытообразные направляющие для двусторонних проводников; *д* — роликовые направляющие для двусторонних проводников

нашли отражение в изложении рассматриваемого вопроса.

В зависимости от характера армировки ствола различают направляющие устройства, взаимодействующие с жесткими (рельсовые, корычатые, деревянные) и эластичными (канатные) проводниками.

Применяемые в настоящее время направляющие устройства по принципу кинематического взаимодействия делятся на две группы: направляющие скольжения и направляющие качения, которые могут быть установлены на сосуде неподвижно (жесткие направляющие) или подвижно (вращающиеся ролики, упруго подвешенные ролики или башмаки).

По назначению направляющие устройства при жестких проводниках разделяются на: рабочие — направляющие устройства, обеспечивающие направленное движение сосудов в нормальном рабочем режиме подъемного цикла по основным проводникам;

предохранительные — жестко закрепленные направляющие устройства скольжения, устанавливаемые на подъемных сосудах в сочетании с подвижными рабочими направляющими устройствами, ограничивающие поперечные колебания сосуда в основных проводниках и обеспечивающие гарантированную безопасность на случай выхода из строя рабочих направляющих;

дополнительные — жестко или упруго закрепленные направляющие устройства, устанавливаемые дополнительно к рабочим, располагаемые в промежутке между последними и предназначенные для ограничения изгибных деформаций конструкции длинных подъемных сосудов, а также для предотвращения ее соприкосновения с проводниками;

вспомогательные — ограниченно-упруго или жестко закрепленные направляющие устройства, устанавливаемые в сочетании с рабочими и предназначенные для осуществления направленного движения сосуда во вспомогательных проводниках, когда необходимо прервать основные (например, лобовые — на переходных устройствах промежуточных горизонтов), или для фиксирования подъемного сосуда во вспомогательных жестких проводниках в местах загрузки или разгрузки при армировке ствола с канатными проводниками.

В зависимости от типа и расположения проводников различают следующие виды конструкций направляющих устройств (рис. 4.173): сосредоточенные башмаки скольжения открытого или закрытого типа; непрерывные по всей длине подъемного сосуда и жестко закрепленные на нем корытообразные направляющие скольжения; роликовые направляющие.

Сосредоточенные башмаки скольжения могут устанавливаться на подъемных сосудах всех

видов и грузоподъемностей. Башмаки открытого типа применяются при противоположно расположенных (двусторонних) проводниках всех видов, а закрытого типа — при одностороннем и диагональном расположении рельсовых проводников.

Непрерывные корытообразные направляющие могут применяться на подъемных сосудах всех видов и грузоподъемностей преимущественно в сочетании с двусторонними проводниками прямоугольного профиля из натуральной древесины или из других неметаллических материалов (пластики, специально обработанная древесина и т. д.). Они также могут применяться и с проводниками из стального проката, но при этом, с целью предотвращения прогрессирующего износа проводников, рабочие поверхности корытообразных направляющих должны футероваться твердой древесиной с обработкой против возгорания или другими материалами с подобными свойствами.

Роликовые направляющие устройства применяются, как правило, лишь в сочетании с проводниками прямоугольного сечения при скоростях движения свыше 10 м/с.

На сосудах с подвижно прикрепленными рабочими направляющими (упруго или жестко подвешенные ролики, упруго прикрепленные башмаки) в непосредственной близости от них устанавливают обособленные предохранительные башмаки, которые располагаются на несущих элементах конструкции сосуда отдельно от рабочих.

Рабочие и предохранительные башмаки скольжения должны устанавливаться непосредственно на несущей конструкции сосуда, и расположение их должно удовлетворять условию

$$\left| \frac{A-B}{A+B} \right| \leq 0,1, \quad (4.47)$$

где A и B — вертикальные расстояния от горизонтальной плоскости центра тяжести грузевого сосуда соответственно до середин нижних и верхних башмаков. Кроме того, с целью обеспечения наиболее благоприятного режима динамического взаимодействия сосуда с армировкой, необходимо, чтобы вертикальное расстояние между их центрами было кратно шагу армировки. При этом допускаемое отклонение от кратности не должно превышать 20% шага армировки.

Верхние башмаки скипов из тех же соображений должны быть удалены от верхнего края рамы на расстояние 10—15% ее длины.

В случае установки дополнительных направляющих устройств, они располагаются попарно по обеим сторонам сосуда. Число пар должно

быть на единицу меньше, чем число шагов армировки, заключающееся в расстоянии по вертикали между рабочими направляющими устройствами. При этом располагают их симметрично относительно центральной горизонтальной плоскости.

Башмаки скольжения

Основным видом направляющих устройств шахтных подъемных сосудов являются башмаки скольжения. Их рабочие поверхности или примыкают к проводнику (открытые башмаки), или охватывают элементы его профиля (башмаки закрытого типа) на ограниченной длине, образуя тем самым кинематическую пару с продольной подвижностью.

Широкое распространение этот вид направляющих устройств получил благодаря простоте конструкции, удобству в уходе и надзоре, высокой надежности. Однако наряду с отмеченными достоинствами они имеют существенный недостаток — механический износ от истирания рабочих поверхностей как башмаков, так и проводников, что с ростом зазора в кинематической паре «башмак—проводник» приводит к ухудшению динамики взаимодействия сосуда с армировкой. Резкие удары башмаков, обусловленные вынужденными колебаниями сосуда с перекладкой зазора из-за неизбежных искривлений и периодически изменяющейся жесткости проводников на интенсивных подъемных установках, приводят к преждевременному ухудшению эксплуатационного состояния системы.

Упомянутое несовершенство накладывает ограничение на применение башмаков в качестве рабочих направляющих устройств сосудов высокоинтенсивных подъемов.

В то же время благодаря простоте конструкции и высокой надежности башмаки скольжения успешно выполняют функции предохранительных, дополнительных и вспомогательных направляющих устройств. Длительность взаимодействия этих направляющих с проводниками невелика, износ мал и не играет в этом случае существенной роли.

Конструкция башмаков и способ крепления на сосудах определяют их назначение.

Несмотря на многообразие конструктивного исполнения к башмакам предъявляются ниже следующие общие требования.

Располагают башмаки на сосудах в определенных местах в зависимости от их назначения, но обязательно на несущих элементах конструкции (рама, несущие элементы каркаса, обвязочные силовые пояса).

Прочность и конструктивные размеры несущих и крепежных элементов башмаков должны

удовлетворять условиям равнопрочности с элементами несущей конструкции сосуда в месте их крепления.

Размер рабочей поверхности башмака скольжения по длине должен находиться в пределах: для рабочих — 2,5—3,5 размера проводника по высоте его профиля; для остальных — не менее двух размеров проводника по высоте профиля.

Конструкция и устройство крепления башмаков должны обеспечивать максимальные удобства обслуживания, а именно: быстроту демонтажа, установки и регулировки; простоту восстановления требуемых зазоров между быстро изнашиваемыми контактирующими поверхностями скольжения, например путем замены сменных вкладышей, обеспечивающих повышенную износостойкость при минимальных значениях коэффициента трения.

Замена рабочих, дополнительных и предохранительных башмаков (или вкладышей) производится по мере достижения предельно допустимых нормативных зазоров в кинематической паре «башмак—проводник» вследствие износа или при выходе их из строя по другим причинам. Вновь устанавливаемые башмаки (или вкладыши) при этом должны обеспечивать зазоры между рабочими поверхностями проводников не менее первоначальных, но и не более предельно допустимых значений для данного вида башмаков.

Минимальные и максимальные нормативные значения зазоров в кинематической паре «башмак—проводник» могут обеспечиваться заменой изношенных проводников новыми, а также путем соответствующего уменьшения геометрических размеров зева вновь устанавливаемых башмаков по мере износа проводников.

Рабочие башмаки скольжения, как основные направляющие устройства сосудов для вертикального подъема эксплуатационных шахт, применяют только в сочетании с рельсовыми проводниками. При хорошей центровке подъемного сосуда на подвесном устройстве они обеспечивают вполне приемлемые износостойкость и работоспособность при скорости движения до 12,5 м/с.

В сочетании с проводниками прямоугольного сечения (деревянными, стальными коробчатого профиля) в качестве рабочих направляющих башмаки могут применяться лишь на временных подъемных установках в условиях проходки и строительства шахт. При этом для предотвращения преждевременного износа коробчатых проводников башмаки следует футеровать вкладышами из негорючих мягких материалов (бронза, пластмасса, дерево).

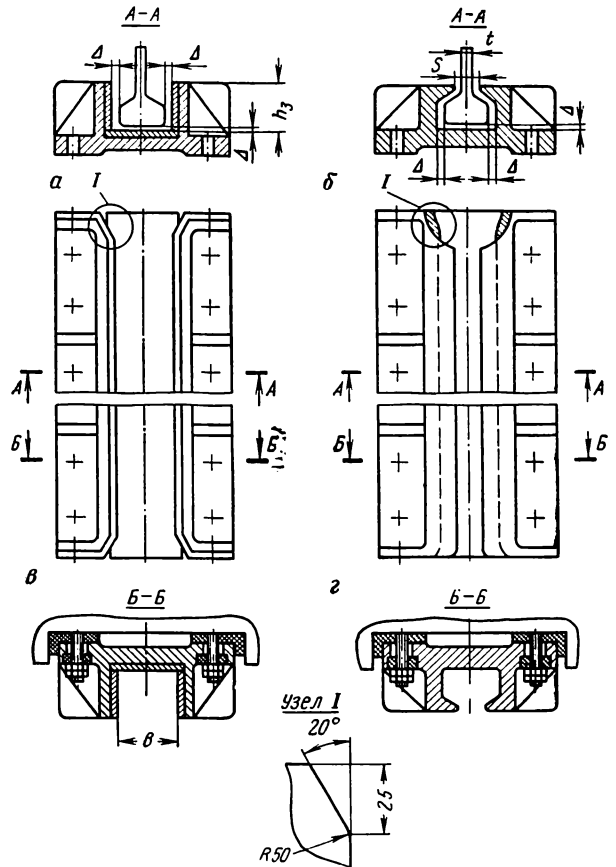


Рис. 4.174. Общие виды рабочих башмаков скольжения: а — башмак открытого типа со сменным вкладышем жесткого крепления; б — цельнолитой башмак закрытого типа жесткого крепления; в — башмак открытого типа со сменным вкладышем ограниченно-податливого крепления; з — башмак закрытого типа ограниченно-податливого крепления

На подъемных сосудах с двусторонними проводниками (см. рис. 4.173, а) устанавливают башмаки открытого типа (рис. 4.174, а), а на подъемных сосудах с диагональным (см. рис. 4.173, б) и односторонним (см. рис. 4.173, в) расположением рельсовых проводников — закрытого типа (рис. 4.174, б).

Стальные башмаки открытого типа цельнолитой конструкции устанавливают на сосудах малоинтенсивных подъемных установок. На сосудах высокопроизводительных подъемов, где по условиям износа требуется частая замена башмаков с целью снижения затрат, применяется разборная конструкция со сменными вкладышами. Корпус башмака выполняется литым, а рабочие поверхности скольжения футеруются вкладышами из стали, чугуна или других износостойких материалов.

Башмаки закрытого типа применяют только цельнолитой конструкции из стали.

На крупных подъемных установках для улучшения условий динамического взаимодействия сосуда с искривленными проводниками армировки ствола вместо жесткого крепления башмаков (рис. 4.174, а, б) применяется ограничено-податливое крепление (рис. 4.174, в, г) с амортизирующими прокладками и кольцами из резины или прорезиненной многослойной кордовой ленты, которое позволяет сгладить резкие удары.

Рабочие башмаки открытого типа при их установке (на вновь смонтированной системе или при замене изношенных башмаков в процессе эксплуатации) должны иметь глубину зева не менее: при проводниках из рельсов с массой 1 м до 45 кг — 60 мм; при проводниках из рельсов с массой 1 м более 45 кг и при проводниках прямоугольного сечения — 70 мм.

Первоначальные зазоры Δ на одну сторону в любом направлении по нормали к рабочим поверхностям проводников и башмаков при их установке должны составлять для металлических проводников 5 мм, а для деревянных — 10 мм.

При увеличении указанных зазоров вследствие износов рабочих поверхностей кинематической пары «проводник—башмак» для металлических проводников до 10 мм, а для деревянных — до 15 мм башмаки или их футеровочные вкладыши подлежат замене.

Раскрытие зева S вновь устанавливаемых рабочих башмаков закрытого типа, применяемых при одностороннем расположении рельсовых проводников, должно превышать толщину стойки рельса t на 20 мм с допуском $+1$ мм. При несоблюдении указанного размера стойка рельса будет подрабатываться башмаком, что приведет к недопустимой потере несущей способности проводника.

Д о п о л н и т е л ь н ы е б а ш м а к и устанавливаются на длинных подъемных сосудах между рабочими направляющими устройствами. Они помещаются на большегрузных скипах с неподвижным кузовом и крупных неопрокидных многоэтажных клетях в сочетании с любым видом металлических проводников жестких армировок стволов. По конструктивному исполнению и способу крепления к сосуду дополнительные башмаки аналогичны рабочим и отличаются от них лишь повышенными зазорами в кинематической паре «башмак—проводник». При рельсовых проводниках применяют цельнолитные или цельносварные башмаки, а при проводниках из тонкостенных профилей предпочтительно применять башмаки со вкладышами из мягких износостойких материалов (бронза, пластмасса, полимеры).

Первоначальные зазоры на одну сторону в любом направлении по нормали к рабочим поверхностям проводников и дополнительных башмаков должны составлять при рабочих башмаках скольжения и жестко подвешенных роликах — 20 мм, а при упруго подвешенных роликовых рабочих направляющих — 25 мм. При увеличении указанных зазоров вследствие износов рабочих поверхностей проводников и направляющих устройств сосудов соответственно до 28 и 33 мм дополнительные направляющие устройства подлежат либо замене, либо регулировке с целью восстановления первоначальных кинематических зазоров. Глубина зева дополнительных башмаков открытого типа должна быть не меньшей, чем у рабочих башмаков.

П р е д о х р а н и т е л ь н ы е б а ш м а к и устанавливаются на всех видах подъемных сосудов как обязательное дополнение к подвижным рабочим направляющим устройствам, в частности к роликам. Устройство их такое же, как и рабочих башмаков открытого типа цельнолитой или цельносварной конструкции.

Предохранительные башмаки жестко закрепляют на несущих элементах конструкции подъемного сосуда в непосредственной близости от рабочих направляющих устройств. Они не должны составлять с последними единого конструктивного узла.

Глубина зева предохранительных башмаков скольжения должна быть для проводников из рельсов — не менее 65 мм, для проводников прямоугольного сечения — не менее 110 мм.

Первоначальные зазоры на сторону между вновь устанавливаемыми предохранительными башмаками и рабочими поверхностями проводников должны составлять для проводников из рельсов — 10 мм, для проводников прямоугольного сечения — 15 мм.

Предохранительные башмаки подлежат замене при увеличении указанного зазора на сторону для проводников из рельсов — 15 мм, для проводников прямоугольного сечения — до 23 мм.

Непрерывные корытообразные направляющие

Непрерывные корытообразные направляющие устройства могут устанавливаться на всех видах подъемных сосудов в стволах преимущественно с деревянными двусторонними проводниками.

Ввиду благоприятного распределения горизонтальных нагрузок, действующих со стороны сосуда по длине проводника, эти направляющие устройства весьма эффективны при скоростях движения до 12 м/с. Простота конструкции, одновременное выполнение функций направляю-

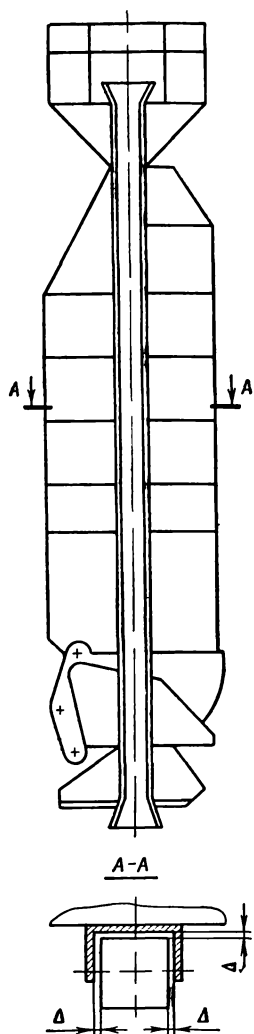


Рис. 4.175. Схема конструкции скипа с непрерывными корытообразными направляющими для деревянных проводников

ющего устройства и несущего элемента сосуда, практически неограниченная долговечность — все это обуславливает неоспоримые преимущества непрерывных корытообразных направляющих перед другими видами направляющих устройств для деревянных проводников.

Перспективным также является применение корытообразных направляющих и в сочетании с металлическими проводниками. Однако для этого потребуются соответствующие материалы для футеровки направляющих и обеспечение должной, более высокой, точности монтажа проводников.

Корытообразные направляющие располагаются симметрично по обеим сторонам сосуда

в плоскости проводников и являются составной частью несущей рамы. Выполнены они в виде непрерывных пазов, в которые входят проводники прямоугольного сечения (рис. 4.175).

Длина корытообразной направляющей должна составлять не менее двух шагов армировки, за исключением легких клетей, движущихся со скоростью не более 6 м/с, у которых указанный размер можно допускать до 90% расстояния между ярусами расстрелов. С обоих концов каждой направляющей на всех рабочих поверхностях, соприкасающихся с проводниками, делаются отгибы. Длина заходной части — не менее 50 мм, угол отгиба — 20° , радиус сопряжения отгиба с рабочей поверхностью — 50 мм.

В случае применения проводников из мягких неметаллических материалов (дерево, пластики и т. п.) рабочие поверхности направляющих должны быть гладкими; не допускаются дефекты поверхности в виде плен, задиров, уступов и острых граней, приводящих к повышенному износу проводников.

Если применяются проводники из стального профиля, они на стыках звеньев должны иметь заправленные на уклон концы, предотвращающие образование уступов с резкой гранью, а рабочие поверхности направляющих должны быть футерованы мягкими износостойкими негорючими материалами (бронза, древесина, полимеры и т. п.).

Глубина зева направляющей должна быть не менее половины толщины проводника (в лобовом направлении), но не менее 70 мм.

Первоначальный зазор между проводником и рабочими поверхностями направляющей (по номинальным проектным размерам) на одну сторону как в лобовом, так и в боковом направлении должен составлять 15 мм (рис. 4.175).

Корытообразные направляющие (или их футеровка) подлежат замене, если зазоры на одну сторону вследствие износов достигают 30 мм. При этом, по мере износа проводников, весьма целесообразно на сосуде устанавливать новые направляющие или их сменную футеровку с уменьшенными размерами зева (пока прочность проводников остается достаточной для дальнейшей эксплуатации).

При эксплуатации сосудов с корытообразными направляющими в случае применения в качестве одного из трущихся элементов кинематической пары дерева (или других мягких футеровок) весьма эффективно производить периодическую (раз в три-четыре месяца) смазку рабочих поверхностей проводников жировой смазкой типа солидол с графитовым наполнителем.

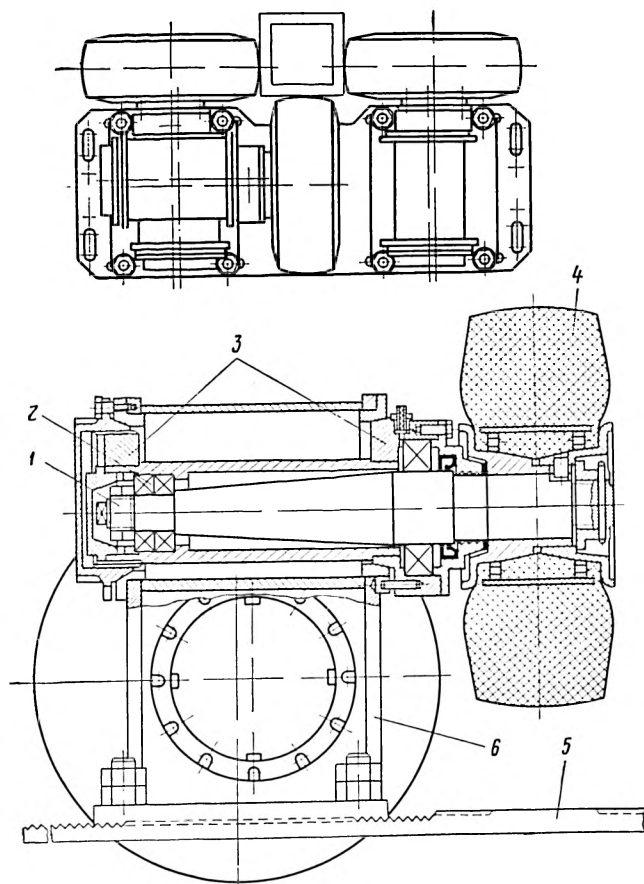


Рис. 4.176. Общий вид блока и разрез роликоопоры конструкции ИГМТК им. М. М. Федорова:

1 — ось ролика; 2 — подшипники; 3 — конусные эксцентриковые втулки; 4 — ролик резиновый с разборной ступицей; 5 — установочная плита; 6 — корпус

Роликовые направляющие устройства

Необходимость в оборудовании подъемных сосудов рабочими роликовыми направляющими вместо башмаков скольжения вызвана стремлением предохранить от истирания рабочие поверхности проводников высокоинтенсивных подъемных установок.

Общая тенденция совершенствования направляющих устройств сосудов для высокоскоростных подъемов сводится не только к замене кинематической пары скольжения парой качения, но и к стремлению улучшить динамику системы «сосуд—армировка» при помощи специальных амортизирующих элементов или упругой футеровки ролика.

Роликовыми направляющими устройствами могут оборудоваться все виды подъемных сосудов в стволах преимущественно с двусторонними проводниками прямоугольного сечения.

В силу специфичности профиля рельсовых проводников попытки создания для них роликовых направляющих не дали положительных результатов. В сочетании с рельсом удовлетворительная работоспособность роликовых направляющих самых совершенных конструкций обеспечивается при небольших скоростях движения (до 6—7 м/с), где вполне эффективны простые башмаки скольжения. Поэтому применение роликовых направляющих для рельсовых проводников не целесообразно.

Основным и перспективным типом направляющих качения является конструкция трехроликвого блока, ролики которого примыкают к трем граням проводника прямоугольного сечения. При этом возможны три принципиальные схемы подвески роликов на сосуде: оси роликов закреплены на сосуде жестко (неподвижно); каждый ролик блока имеет независимую амортизирующую подвеску; все оси роликов относительно друг друга закреплены жестко, а блок с сосудом соединяется амортизирующей подвеской, обеспечивающей податливое перемещение всей конструкции направляющей только в двух взаимно перпендикулярных направлениях — «в бок» и «в лоб» по отношению к проводнику.

Первая и вторая схемы широко применяются на практике, а третья находится в стадии опытных разработок. Преимущества ее заключаются в благоприятных условиях взаимодействия поверхности качения с проводниками, так как при такой схеме подвески исключаются поперечные перемещения роликов по проводнику, как это имеет место при независимой податливой подвеске роликов.

Применять роликовые направляющие рационально в сочетании с коробчатыми стальными проводниками при скоростях движения подъемных сосудов свыше 10 м/с.

На рис. 4.176 приведен общий вид роликоопоры конструкции Института горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова. Она предназначена для установки на клетях и скипах в стволах с деревянными проводниками, а также в стволах со стальными коробчатыми проводниками для сосудов с концевой нагрузкой до 30 т/с при скорости движения до 13 м/с.

Ролики установлены на общем корпусе в поворотных эксцентриковых втулках, позволяющих регулировать положение каждого ролика относительно проводника. Оси роликов в корпусе закреплены без амортизационных элементов и могут свободно вращаться в подшипниках.

На стальной разборной ступице закреплена резиновая шина с металлическим каркасом,

которая вместе с прямым назначением направляющей качения выполняет функцию амортизирующего элемента. В дополнение к эксцентриковым регулировочным втулкам, корпус крепления каждого ролика по надобности может быть смещен в сторону проводника на плите блока благодаря специальным направляющим и болтовому соединению.

На рис. 4.177 показан общий вид роликоопоры типа НКК (направляющая качения для коробчатых проводников) конструкции института Донгипроуглемаш. Блок трех роликов с резиновыми ободьями размещен на обвязочном поясе сосуда. Каждый ролик имеет независимую рычажную подвеску со специальным резиновым амортизатором.

Эта конструкция роликоопоры обеспечивает работу скиповой подъемной установки с концевой нагрузкой 45 т/с при скорости движения до 11 м/с.

Применение роликов с резиновой поверхностью качения практически исключает механический износ проводников (если динамические характеристики конструкции выбраны правильно, т. е. так, что предохранительные башмаки не вступают в контакт с проводниками). Это достоинство обусловило тот факт, что роликовые направляющие являются единственно целесообразными для направления быстро движущегося подъемного сосуда по коробчатым проводникам с тонкостенным профилем.

Основное требование к роликовым направляющим состоит в обеспечении плавного, безударного движения сосуда. Критерием плавности является такой режим движения, при котором предохранительные башмаки в процессе нормального цикла подъема не вступают в контакт с проводниками. В первую очередь это может быть достигнуто правильным назначением параметров конструкции подвески, которые определяют жесткостные их характеристики, рабочий ход, предварительное поджатие и т. д.

Следовательно, совокупность конструктивных параметров роликовых направляющих должна находиться в определенном соответствии с параметрами, характеризующими режим работы подъемной установки, конструкцию армировки ствола и сосудов, как весомое упругое тело.

Вторым важным фактором, определяющим плавность движения сосуда, является эксплуатационное состояние рабочих профилей проводников — степень их прямолинейности.

Таким образом, условия применения и конструктивные особенности роликовых направляющих устройств обуславливают ряд важных требований, от которых зависят их техниче-

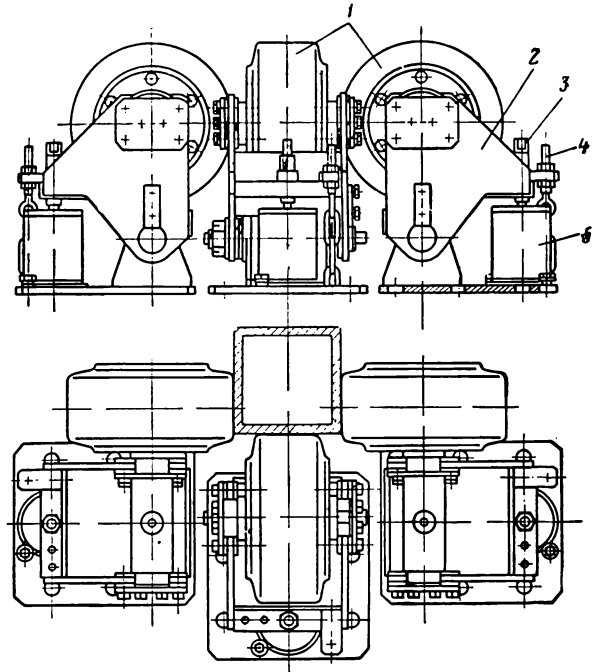


Рис. 4.177. Общий вид блока роликоопоры типа НКК конструкции института Донгипроуглемаш:

1 — ролики с резиновым ободом; 2 — щека рычажной подвески; 3 — упорный винт амортизатора; 4 — винт регулировки натяга; 5 — амортизатор

ское совершенство и эксплуатационная надежность.

Эффективная и долговечная эксплуатация роликовых направляющих устройств может быть обеспечена лишь при условиях правильной установки их в сочетании с предохранительными башмаками, правильной центровки и навески подъемного сосуда, когда вертикально установленные проводники не нагружаются статической составляющей от массы груженого сосуда вследствие его перекоса на подвеске или ошибок в размерах конструкции.

Ролики направляющих устройств должны легко вращаться на герметизированных подшипниках качения, смазку которых без разборки требуется производить не чаще одного раза в месяц.

Поверхность качения роликов рабочих направляющих устройств, как правило, должна футероваться мягкими упругими материалами. Конструктивно ролик может быть выполнен в виде диска с обрешиненным ободом, с ободом из полимерных материалов или в виде ролика с пневмошиной.

В тех случаях, когда упомянутые конструкции не могут удовлетворить заданным параметрам по условиям предельных контактных

нагрузок, ролик может быть выполнен в виде безребордного катка с неметаллическим твердым ободом (пластмассы, полимеры и т. д.), имеющим упругую связь со ступицей.

При конструировании роликовых направляющих необходимо стремиться к обеспечению минимальных масс подвижных частей, а именно: маховой массы собственно ролика, приведенной к проводнику, и подпружиненной подвижной массы механизма подвески роликоопоры.

Ролики на жесткой оси (пневмошины, ролики с футерованным ободом или с упругим диском) могут применяться тогда, когда расчетное значение жесткости роликоопоры может быть обеспечено за счет жесткости собственно ролика. В остальных случаях ролики (или блоки) должны снабжаться специальными амортизаторами с соответствующими расчетными характеристиками.

Подпружиненный относительно сосуда блок роликов с взаимно неподвижными осями предпочтительно применять для сосудов грузоподъемностью свыше 15 т при скоростях движения свыше 12 м/с.

Наиболее благоприятными показателями динамики система «сосуд—армировка» обладает при жестких нелинейных характеристиках упругой связи между сосудом и проводником. Поэтому наиболее предпочтительным решением является применение в системе подвески роликовых направляющих амортизаторов с нелинейными жесткими характеристиками.

Сосуды подъемных установок, для которых $\frac{mv^2}{h^2} > 100$ кг/см, должны оборудоваться направляющими с нелинейными характеристиками амортизаторов, где m — масса груженого сосуда; v — скорость; h — шаг армировки.

Роликовые направляющие устройства с линейными характеристиками амортизаторов могут применяться при $\frac{mv^2}{h^2} < 120$ кг/см.

Номинальный диаметр ролика по рабочей поверхности должен назначаться из условия, чтобы частота вращения его при максимальной тахограммной скорости движения сосуда не превышала 1000 об/мин; предпочтительная частота вращения ролика — 750 об/мин. Ширина ролика проверяется расчетом по условиям контактной прочности и износостойкости футеровки обода.

Роликовые рабочие направляющие устройства в нормальном эксплуатационном режиме должны обеспечивать спокойное направленное движение подъемного сосуда без регулируемого соприкосновения предохранительных башмаков с проводниками, что достигается подбором ха-

рактеристик и настройкой амортизирующих элементов.

Эксплуатация подъемной установки недопустима, если движение сосуда в проводниках на проектных рабочих режимах осуществляется в основном за счет контактного скольжения предохранительных башмаков.

Ролики направляющего устройства с неподвижной относительно подрессоренной платформы блока или сосуда осью должны устанавливаться так, чтобы с вертикальными проводниками в проектном их положении обеспечивалось контактирование без натяга, а по предохранительным башмакам удовлетворялись требуемые первоначальные зазоры.

По мере износа проводников и роликов в эксплуатации должна осуществляться соответствующая регулировка роликов относительно предохранительных башмаков с целью компенсации возрастающих зазоров. Для обеспечения этой регулировки конструкция должна позволять перемещать, при необходимости, каждый ролик независимо в направлении «на проводник» от первоначального проектного положения не менее чем на 35 мм.

При первоначальной установке и в процессе эксплуатации необходимо осуществлять регулировку положения роликов с жестко закрепленной на сосуде осью, чтобы компенсировать нагрузки на проводники от возможных перекосов.

Ролики, воспринимающие нагрузки от возможных перекосов сосуда, должны быть поставлены в такое положение, чтобы при наибольших статических горизонтальных нагрузках вследствие неидеального расположения центров рабочих подвесок головных и уравновешивающих канатов, неравномерности натяжений головных канатов многоканатной подъемной установки, закручивания сосуда канатом (канатами), отклонения головного каната (канатов) от вертикали и т. д. зазор между рабочими поверхностями предохранительных башмаков и проводников был не менее 8 мм. Ненагружаемые при этом ролики оставляются в положениях, обеспечивающих установленные первоначальные зазоры.

Ролики направляющего устройства со специальными амортизирующими элементами устанавливаются на подъемном сосуде с соблюдением равенства зазоров между предохранительными башмаками сосуда и вертикальными проводниками (в проектном положении) в одном из следующих вариантов: 1) контактирование без натяга на проводник (рис. 4.178, а); 2) с предохранительным натягом упругих элементов роликоопоры с упором роликов в проводник на величину поджатия, определяемого расчетом

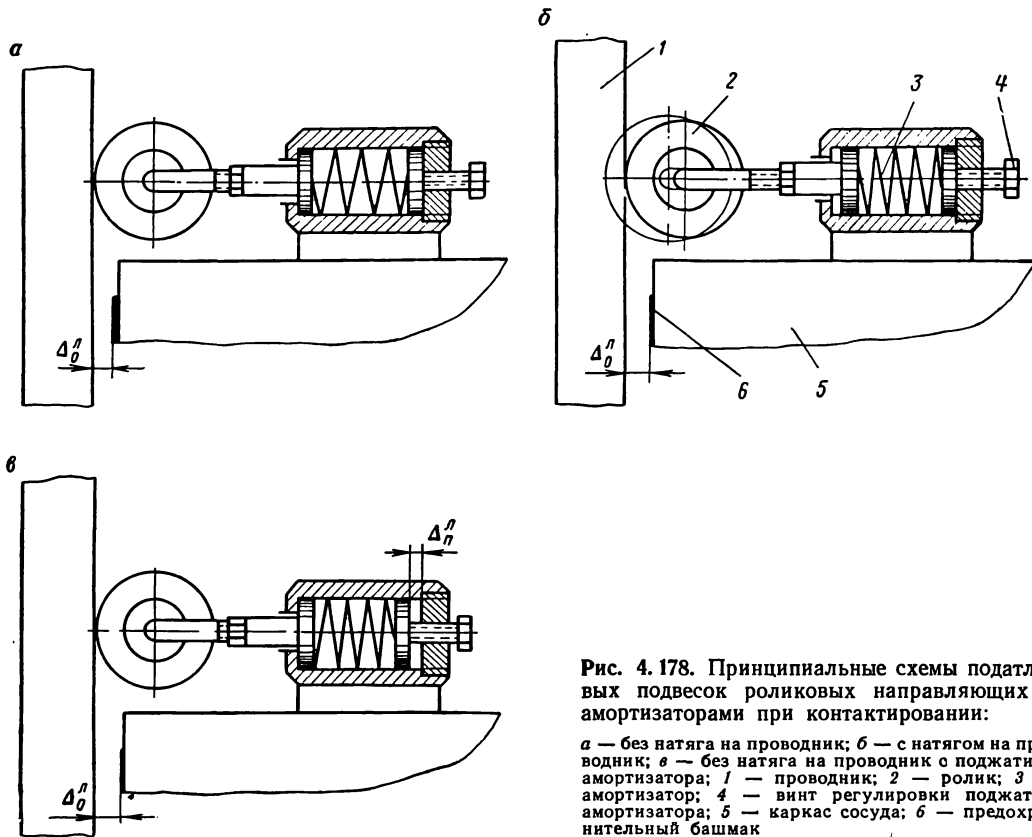


Рис. 4.178. Принципиальные схемы податливых подвесок роликовых направляющих с амортизаторами при контактировании:

a — без натяга на проводник; *б* — с натягом на проводник; *в* — без натяга на проводник с поджатием амортизатора; 1 — проводник; 2 — ролик; 3 — амортизатор; 4 — винт регулировки поджатия амортизатора; 5 — каркас сосуда; 6 — предохранительный башмак

(рис. 4.178, б); 3) с предварительным поджатием упругих элементов при помощи специальных регулируемых упоров, обеспечивающих контактирование роликов без натяга на проводник (рис. 4.178, в).

Конструкцию роликовых направляющих устройств со специальными амортизирующими элементами предпочтительно создавать такой, чтобы при необходимости, сообразуясь с конкретными эксплуатационными условиями, можно было бы осуществить установку ролик-опор в любом из упомянутых выше вариантов. Допускается создавать конструкцию роликовых направляющих с любым типом амортизирующих и демпфирующих элементов, удовлетворяющих расчетным характеристикам и условиям прочности и долговечности.

Также допускается создавать конструкцию роликовых направляющих устройств, специально предназначенных для работы согласно только одному из вариантов. При этом целесообразность того или иного типа подвески устанавливается технико-экономическим анализом рассчитываемых вариантов и опытом эксплуатации.

При установке на сосудах роликовых направляющих устройств согласно вариантам 1 и 2,

в случае возможных перекосов сосуда от внешних статических факторов, в конструкции должны быть предусмотрены регулировочные элементы, обеспечивающие установку наименьшего зазора между рабочими поверхностями предохранительных башмаков и проводников не менее чем 8 мм в наиболее неблагоприятном месте по условиям перекоса сосуда в стволе. При этом в случае варианта 1 необходимо ненагруженный ролик устанавливать в контакт с проводником без натяга. В случае варианта 2 регулировка минимального зазора 8 мм должна осуществляться одновременным соответствующим поджатием и ослаблением амортизаторов двух противостоящих ролик-опор.

Ролик-опоры с предварительным запирающим упругих элементов на «передний» упор (вариант 3) обеспечивают компенсацию перекоса сосуда и равенство всех зазоров в кинематических парах «предохранительный башмак — проводник» благодаря предварительному поджатю упругих элементов на расчетные установки.

Конструкция подпружиненного блока роликов должна удовлетворять следующим требованиям:

оси роликов в блоке (двух боковых и одного лобового) должны быть неподвижно закреплены на общей платформе и иметь индивидуальные регулировочные устройства для компенсации износов проводника и обода ролика, а также создания при необходимости некоторого натяга на проводник;

амортизационная подвеска должна иметь регулировочные устройства для обеспечения установки роликов относительно рабочих поверхностей предохранительных башмаков и настройки блока для работы в варианте 2 или 3 (см. рис. 4.178);

конструкция подвески блока при взаимодействии сосуда с армировкой должна обеспечивать перемещение платформы на амортизирующих устройствах только в двух взаимноперпендикулярных направлениях («в лоб» и «в бок» относительно проводника).

На чертеже общего вида сборки роликкоопоры должны содержаться допуски на монтаж, указания по настройке и регулировке подвески ролика (блока) согласно расчетным характеристикам, по требованиям к конструктивным особенностям роликкоопоры, а также значения предельных износов рабочей поверхности ролика, исходя из соображений кинематики и регулировочных возможностей конструкции.

Применение двухребордных стальных роликов в качестве рабочих направляющих устройств в сочетании с проводниками двустороннего расположения (бокового или лобового), независимо от схемы подвески на сосуде (подпружиненная или жесткая), не допускается.

Соответствие конкретной конструкции роликкоопоры условиям применения прежде всего определяется характеристиками амортизирующих элементов, которые должны проверяться расчетом.

Расчет характеристик амортизирующих элементов роликкоопоры направляющих устройств достаточно сложен. Он может производиться по методике, разработанной в Институте горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова и содержащейся в «Указаниях по проектированию и расчету направляющих устройств шахтных подъемных сосудов для вертикальных стволов с жесткими армировками».

Исходными данными для расчета являются: заданная максимальная скорость равномерного хода; данные сосуда (масса, конструкция, жесткостные и инерциальные характеристики); данные расчета армировки в соответствии с «Временными указаниями по проектированию и расчету жестких армировок вертикальных стволов шахт».

Последнее обстоятельство следует отметить особо: приведенный здесь расчет роликковых направляющих предполагает полное соответствие конструкции армировки ствола, рассчитанной по методике упомянутых выше указаний, параметрам подъемной установки.

Ограниченный объем и назначение настоящего издания позволяют изложить лишь сокращенные сведения по расчету жесткостных характеристик амортизаторов.

При установке на роликкоопоре амортизатора с линейной характеристикой жесткости, у которого при сжатии на величину развивается восстанавливающая сила

$$P = C_{p, л} x, \quad (4.48)$$

приведенная к точке контакта с проводником, жесткость упругих элементов лобового ролика должна составлять

$$C_{p, л} = \frac{C_{пр} C_0}{2C_{пр} - C_0}, \quad (4.49)$$

а бокового

$$C_{p, б} = \frac{1}{2} C_{p, л}, \quad (4.50)$$

где

$$C_0 = \frac{mv^2}{\rho_l h^2}; \quad (4.51)$$

m — масса груженого сосуда; v — максимальная скорость движения сосуда; h — шаг армировки; ρ_l — обобщенный мультипликатор частот лобовых колебаний; $C_{пр}$ — поперечная жесткость проводника в середине пролета между расстрелами.

Роликковые направляющие с линейными характеристиками амортизаторов обеспечивают несколько заниженные режимы работы подъемной установки.

Более благоприятными и весьма эффективными в использовании технического ресурса системы «сосуд—армировка» являются амортизаторы с нелинейной жесткой характеристикой жесткости, у которых при сжатии на величину x развивается восстанавливающая сила

$$P = C_p (x + \alpha x^3), \quad (4.52)$$

где $\alpha = \frac{0,1}{(\Delta_0)^2}$ — коэффициент нелинейности характеристики; Δ_0 — номинальный зазор на одну сторону между предохранительными башмаком и проводником.

Приведенная к проводнику жесткость всех упругих элементов роликкоопоры в окрестности нулевых перемещений сосуда для лобового

ролика с предварительным натягом на проводник должна составлять

$$C_{р. л} = \frac{C_{пр. л} C_{ол}}{2C_{пр. л} - C_{ол}} \left[1 - 0,75\alpha^2 (\Delta_{п. л})^2 \left(\frac{2C_{пр. л} - C_{ол}}{C_{пр. л}} \right)^2 \right], \quad (4.53)$$

где $\Delta_{п. л}$ — приведенная величина предварительного поджатия амортизатора.

Формула расчета приведенной жесткости боковой роликоопоры для этого же случая аналогична формуле (4.53), с той лишь разницей, что соответствующие величины в ней должны отражать параметры бокового направления.

Кроме расчетов характеристик амортизирующих элементов роликоопор, в методике упомянутых указаний содержатся сведения по расчетам силовых факторов, действующих нагрузок, а также расчет резиновой футеровки ролика на износ.

Направляющие устройства сосудов в стволах с канатными проводниками

Применяемые в стволах с канатной арматурой подъемные сосуды — скипы с неподвижным кузовом и неопрокидные клетки — в общей компоновке и исполнении аналогичны сосудам для стволов с жесткими арматурами. Различие заключается лишь в направляющих устройствах, что связано с установкой в стволе основных проводников (канатных), вспомогательных проводников (жестких) и отбойных канатов.

В связи с такой конструкцией арматуры ствола подъемные сосуды снабжают тремя видами направляющих устройств: рабочими, вспомогательными и предохранительными.

В качестве рабочих направляющих устройств нашли практическое применение только разрезные цилиндрические втулки скольжения со сменными вкладышами.

Направляющие втулки (рис. 4.179) состоят из разъемного стального корпуса, сменных вкладышей и узла смазки.

Выполняя свою основную функцию (стабилизацию направленности движения подъемного сосуда в стволе), втулочные направляющие должны обеспечивать нормальную работу подъемной установки как с проводниковыми канатами закрытой конструкции диаметром 32 мм (ГОСТ 3090—73), диаметрами 38,5 и 45 мм (ГОСТ 7675—73), так и с проводниковыми канатными прядевой конструкции (ГОСТ 7667—69 и ГОСТ 7669—69) диаметром 41 мм и больше.

К конструкции втулочных рабочих направляющих устройств предъявляются следующие основные требования.

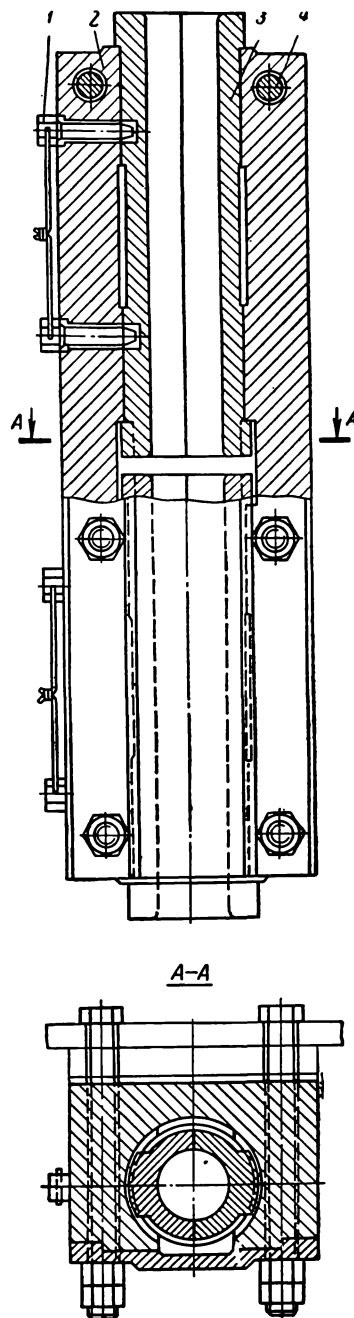


Рис. 4.179. Общий вид конструкции направляющей втулки подъемного сосуда для канатных проводников: 1 — фиксирующие винты; 2 — разъемный корпус; 3 — сменные разъемные вкладыши; 4 — болты крепления

Вертикальные оси вкладышей должны совпадать с проектным положением осей проводниковых канатов (допускаемое отклонение ± 3 мм).

Корпус направляющей втулки должен обеспечить заводку проводниковых канатов при

их навеске и смене без его снятия, поворот вкладышей вокруг оси на 120° и их фиксацию, удержание вкладышей из различных материалов (чугун, пластмасса, модифицированная древесина, резина и др.).

Направляющие втулки должны крепиться к несущим элементам конструкции на расстоянии не более $1/20$ длины сосуда от верхних и нижних несущих балок.

Вкладыши направляющих устройств должны состоять из двух половин и иметь длину 250—300 мм. При необходимости применения вкладышей большей длины оси должны выполняться составными. Внутренний диаметр новых вкладышей должен быть на 10 мм больше диаметра проводникового каната. Износ вкладышей не должен превышать 10 мм по диаметру.

Для надежного фиксирования подъемных сосудов в местах загрузки дополнительно к рабочим направляющим устройствам (втулкам) устанавливаются вспомогательные направляющие (жестко или ограниченно-податливо закрепленные башмаки), взаимодействующие со вспомогательными жесткими проводниками (рельсовыми, деревянными, коробчатыми), которые смонтированы в нижней части ствола у загрузки и в станке копра.

Конструкция вспомогательных направляющих устройств определяется расположением и видом вспомогательных проводников, что более подробно рассматривается ниже.

В качестве предохранительных направляющих устройств на сосудах при канатных проводниках вдоль сосуда (как правило, по всей его длине) со стороны отбойных канатов устанавливаются отбойные лыжи или брусья. Они предохраняют конструкцию подъемного сосуда от износа при возможном соприкосновении его с отбойными канатами при движении в стволе.

Вспомогательные направляющие устройства

Конструкция и расположение вспомогательных направляющих устройств определяется типом, расположением и числом вспомогательных проводников (рельсовые, одно- или двусторонние, прямоугольные из дерева или стального проката). Некоторые примеры возможных схем расположения вспомогательных направляющих устройств на подъемных сосудах с лобовыми рабочими проводниками жесткой армировки показаны на рис. 4.180.

При канатных армировках стволов конструкции системы вспомогательных проводников как по виду, так и по расположению аналогичны приведенным выше.

В качестве вспомогательных направляющих устройств сосудов в принципе могут применяться все виды направляющих: жестко или ограниченно-податливо закрепленные (на упругих подкладках с предельными упорами) башмаки скольжения различных конструкций, непрерывные корытообразные направляющие или ролики с жесткой подвеской.

На сосудах стволов с канатными рабочими проводниками вспомогательные направляющие устройства укрепляют жестко, так как вспомогательные проводники расположены на крайних участках ствола, где скорость движения невелика и где обеспечивается безударный вход в фиксирующее устройство.

На клетях в стволах с лобовыми жесткими проводниками вспомогательные направляющие устройства, как правило, должны иметь демфирующее ограниченно-податливое крепление, так как они взаимодействуют со вспомогательными проводниками переходных устройств промежуточных горизонтов на полной рабочей скорости. Жесткое крепление приемлемо лишь на подъемных установках с небольшими клетями при рабочей скорости до 7 м/с.

На рис. 4.181 приведен общий вид вспомогательного башмака конструкции института Донгипрошахт, который устанавливается на клетях при коробчатых рабочих проводниках лобового расположения в сочетании с четырьмя вспомогательными проводниками коробчатого сечения (см. рис. 4.180, б).

В случае деревянных вспомогательных проводников в качестве вспомогательных направляющих наиболее рационально применять непрерывные корытообразные направляющие, используя их одновременно и как несущие элементы каркаса сосуда.

Специфика назначения и условий применения вспомогательных направляющих устройств определяет ряд требований к ним, обеспечивающих надежное функционирование системы в целом.

Вспомогательные направляющие устройства устанавливаются на элементах несущей конструкции по краям сосуда на уровне рабочих направляющих по два на каждый вспомогательный проводник.

По условиям прочности к ним предъявляются такие же требования, как и к рабочим направляющим.

Первоначальные зазоры между контактными поверхностями вспомогательных направляющих и рабочими поверхностями металлических проводников на одну сторону в лобовом и боковом направлениях должны находиться в пределах 7^{+2} мм, а при деревянных 10^{+2} мм. Увеличение

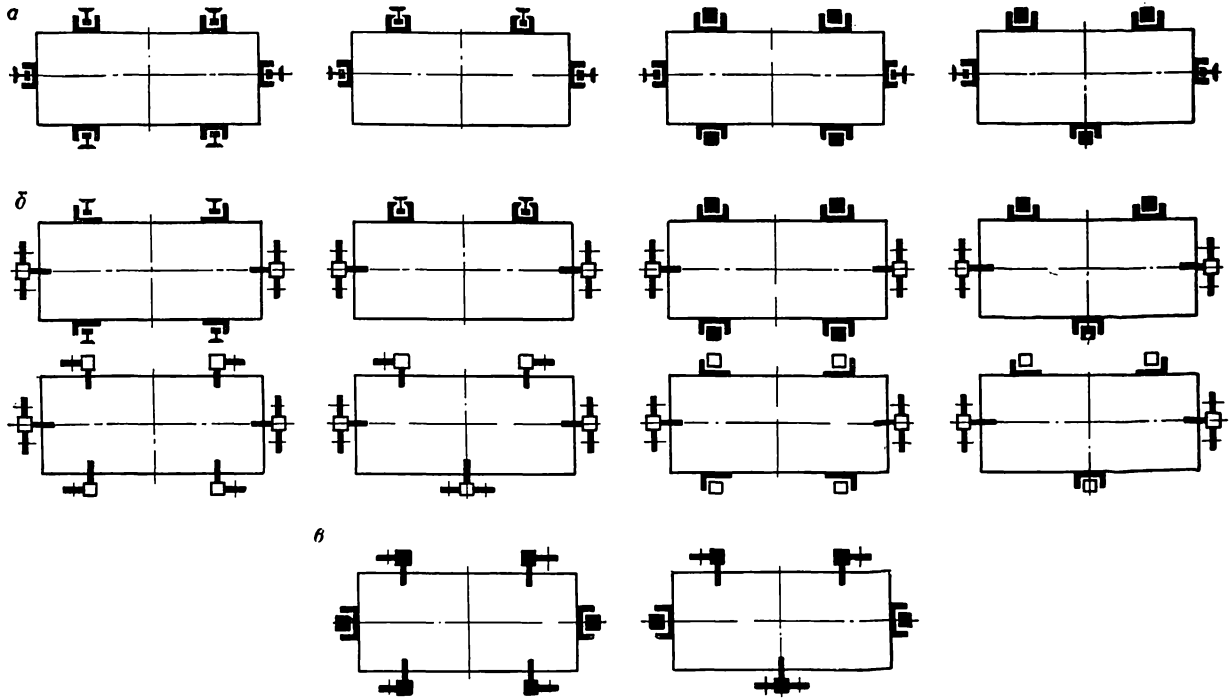


Рис. 4.180. Примеры схем расположения вспомогательных проводников различных видов и направляющих устройств на подъемных сосудах при лобовом расположении рабочих проводников:

а — рельсовые рабочие проводники; б — корыччатые рабочие проводники; в — деревянные рабочие и вспомогательные проводники

указанных зазоров за счет износа допускается соответственно до 13 и 18 мм.

Величина возможного упругого хода демпфирующих элементов (на башмаках — резиновых подкладок, на роликах — упругой футеровки) вспомогательных направляющих в лобовом и боковом направлениях должна составлять 5 мм, а для ограничения указанного хода сверх 5 мм следует предусматривать предельные ограничения.

Жесткость упругого крепления вспомогательных башмаков или футеровки роликов должна быть 80—100 кгс/мм.

Для обеспечения безударного входа в проводники вспомогательные башмаки скольжения на всех рабочих поверхностях (с обеих сторон по ходу сосуда) должны иметь такие же заходные скосы, как и рабочие башмаки скольжения.

В случае применения на сосудах в качестве рабочих направляющих устройств роликов на упругой подвеске (при лобовых проводниках прямоугольного сечения) необходимо их снабжать регулируемыми упорными устройствами, предотвращающими западание роликов при

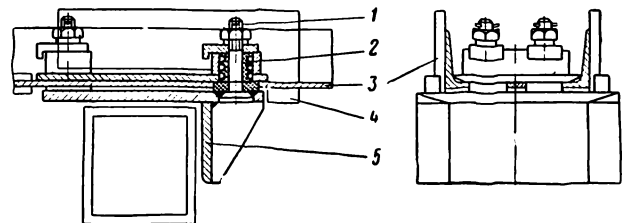


Рис. 4.181. Общий вид конструкции вспомогательного башмака с ограниченно-податливым креплением:

1 — болт крепления; 2 — резиновый амортизатор; 3 — элементы конструкции сосуда; 4 — боковой упор; 5 — цельносварной башмак

разрыве основного проводника на переходном участке. Рабочая настройка выполняется так, чтобы в нормально подвешенном грузе ролик были выставлены по номинальным (проектным) размерам ширины колеи (лобовые) и ширины проводника (боковые) и не оказывали на проводники давления за счет упругого сжатия амортизатора (контакт без натяга).

Во время эксплуатации по мере износа проводников или рабочих поверхностей роликов последние должны периодически перенастраиваться.

§ 17. Армировки вертикальных стволов

Назначение армировок стволов заключается в обеспечении направленного движения сосудов при заданных режимах работы подъемной установки.

Основную функцию выполняют проводники, в которых и осуществляется вертикальное перемещение подъемного сосуда.

В зависимости от степени поперечной podatливости проводников различают жесткие и эластичные армировки. В качестве проводников эластичных армировок используют канаты, а в качестве проводников жестких армировок — различного профиля сортамент металлопроката (рельсы, швеллеры, угольники, прямоугольные пустотелые балки), а также деревянные брусья прямоугольного сечения.

Проводники, независимо от их вида, монтируются непрерывными плетями по всей глубине ствола. Различие заключается лишь в том, что канатные проводники натягиваются по всей глубине ствола без промежуточных опор, а плети жестких проводников, собранные из отдельных состыкованных звеньев, периодически закрепляются на опорных элементах армировки — расстрелах.

Вертикальные стволы шахт Советского Союза в своем большинстве оборудованы жесткими армировками. Однако внедрению канатных проводников также уделяется должное внимание.

Основным преимуществом проводников жестких армировок является то, что они препятствуют боковым смещениям и осевым поворотам сосудов во время движения их по стволу. Это исключает возможность взаимного столкновения сосудов и их касания крепи.

Однако жестким армировкам присущи недостатки, основными из которых являются: жесткая армировка — сложное металлоемкое и дорогостоящее сооружение; сложность и трудоемкость эксплуатационного ухода, контроля и надзора; выход сосуда из проводников на рабочей скорости в аварийных случаях приводит к тяжелым последствиям — разрушению армировки на значительном протяжении; армировка ствола оказывает значительное аэродинамическое сопротивление вентиляционной струе, что обуславливает потери давления потока воздуха (особенно для шахт большой глубины); взаимодействие сосуда с проводниками носит динамический характер, что неблагоприятно сказывается на долговечности и эксплуатационной надежности как сосуда, так и армировки; характер взаимодействия сосуда с армировкой усугубляет искривления профиля проводников, а также нарушение стыков и узлов соединений.

Наметившаяся тенденция широкого применения канатных проводников в последние годы обусловлена такими существенными достоинствами эластичных армировок, как возможность значительно повысить скорость подъемной установки, отсутствие разрушающего вибрационного воздействия на подъемные сосуды, гарантированное удержание подъемного сосуда в направляющих, сокращение затрат времени на армирование ствола, повышение коэффициента полезного действия подъемной установки.

Однако перечисленные выше достоинства канатных проводников не всегда возможно реализовать ввиду достаточно весомых недостатков этого вида армировки, в частности: отсутствие жесткой связи между сосудом и крепью ствола, что не исключает возможности значительных боковых отклонений сосуда и его вращения на подвесном устройстве, вызывающих неизбежность увеличения расстояний между смежными сосудами и между последними и креплением ствола; необходимость замены всего проводникового каната при местном его повреждении; необходимость в усиленной конструкции копра; невозможность применения канатных проводников в стволах, подверженных значительным искривлениям; необходимость в сухом и достаточно глубоком зумпфе; наличие в стволе весьма большого числа дорогостоящих канатов (проводниковых, отбойных, тормозных, головных, уравновешивающих), которые поражаются коррозией и могут быть спутаны; невозможность оборудования канатными армировками стволов с промежуточными рабочими горизонтами; потребность в относительно большем сечении ствола, чем при жесткой армировке в условиях одинаковых параметров подъемных установок.

В целом применение того или иного вида армировки решается с учетом их технических возможностей, технологической эффективности использования и экономических показателей.

Жесткие армировки

Конструктивно жесткая армировка представляет собой пространственную стержневую систему, которая обеспечивает надежное закрепление вертикально расположенных проводников по всей глубине ствола на поперечных расстрельных балках.

Вертикальные стволы современных угольных шахт имеют, как правило, круглое сечение.

Размеры ствола в плане определяются числом и размерами размещаемых подъемных сосудов, нормами на зазоры между сосудами и элементами армировки и крепи ствола, а также аэродинамическими характеристиками.

Для армировок стволов используют металл, дерево, железобетон (весьма редко), а также применяют смешанные конструкции (например, металлические расстрелы и деревянные проводники, железобетонные расстрелы и металлические проводники).

Проводники, обеспечивающие направленное движение подъемных сосудов, представляют собой непрерывные плети, состоящие из отдельных звеньев, вертикально укрепленных на горизонтальных балках-расстрелах.

Расстрелы, лежащие в одной горизонтальной плоскости, образуют ярус, представляющий собой плоскую стержневую систему.

На рис. 4.182 приведены характерные схемы сечений стволов с жесткими армировками. Этими схемами не исчерпывается все многообразие существующих конструкций армировок, по тем или иным причинам оказывающихся предпочтительными для каждого конкретного случая.

В качестве проводников жестких армировок применяются деревянные прямоугольного сечения брусья, железнодорожные рельсы, различные профили стального проката прямоугольного очертания рабочих граней (преимущественно коробчатого).

В качестве расстрелов применяются деревянные балки (в основном в сочетании с деревянными проводниками), различные профили стального проката и специальные железобетонные балки.

Расстрельные балки, являющиеся основным несущим элементом армировки ствола, в зависимости от схемы яруса, заделываются одним или обоими концами в крепь ствола на определенную расчетную глубину.

Существуют также другие способы соединения расстрелов с крепью ствола; известно, например, анкерное крепление в разнообразных конструктивных исполнениях.

Плоскости ярусов армировки располагаются друг от друга по вертикали на некотором одинаковом расстоянии, называемом шагом армировки.

Расстрелы изготовляют в основном из двутаврового проката, швеллеров и сварных прямоугольных коробчатых балок, составленных из уголков или швеллеров.

Проводники в стволе расположены соответственно подъемным сосудам и крепятся к расстрельным балкам вертикально («по отвесу») специальными зажимными скобами (рельсовые проводники) или болтовыми соединениями (деревянные или металлические коробчатые).

В зависимости от расположения относительно сосуда проводники разделяются на двусторон-

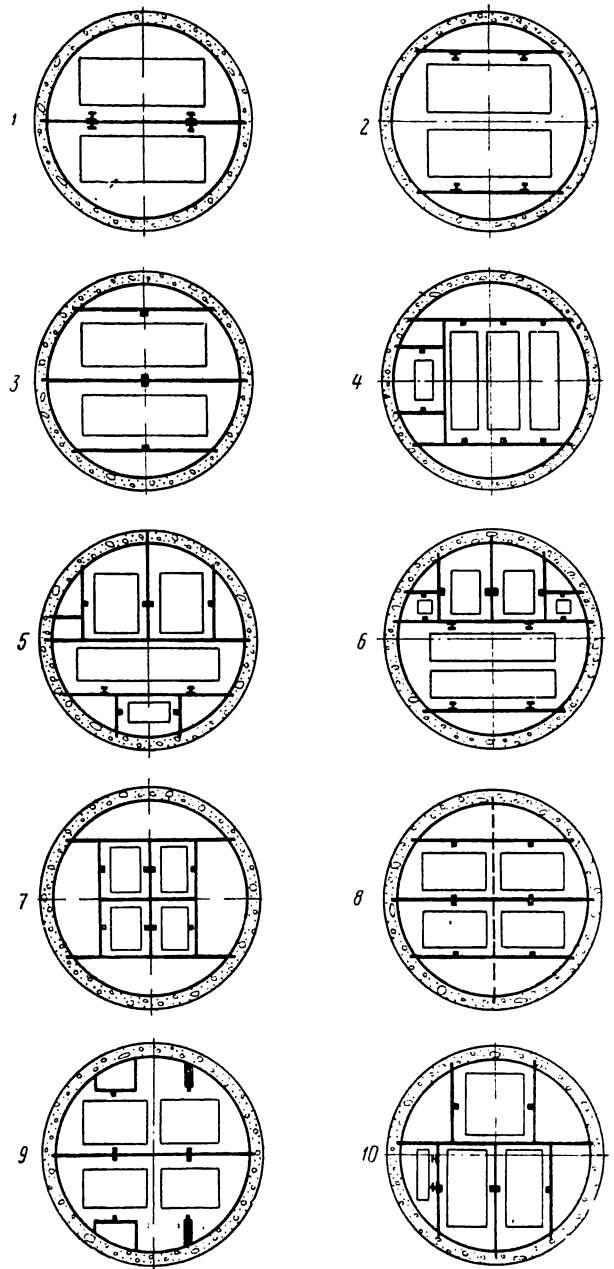


Рис. 4.182. Характерные схемы сечений стволов с жесткими армировками:

1, 2 — клетки с односторонними рельсовыми проводниками; 3 — клетки с двусторонними проводниками; 4 — клетки с лобовыми проводниками; 5, 6 — скипо-клетевые стволы; 7, 8, 9, 10 — скиповые стволы

ние — лобовые (см. рис. 4.182, схема 4) и боковые (см. рис. 4.182, схемы 3, 7) и односторонние (см. рис. 4.182, схемы 1, 2).

Проводники, оппозитно расположенные на одном расстреле и скрепленные на ярусе конструктивно общим узлом, называются парными.

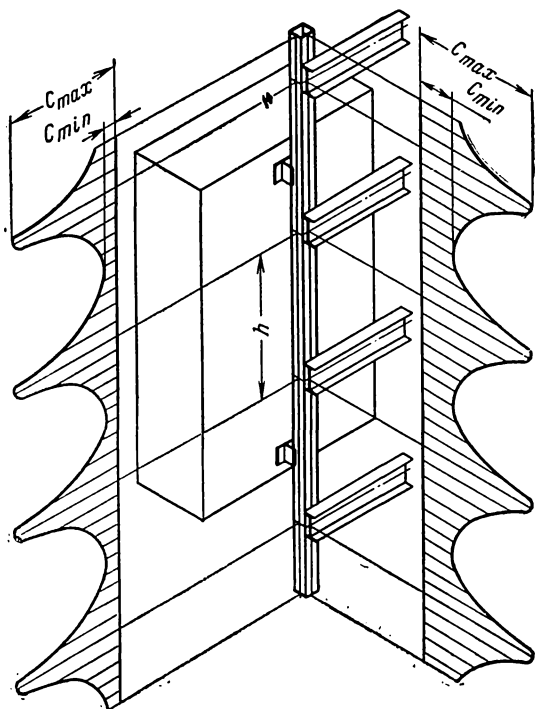


Рис. 4.183. Схема системы «сосуд—армировка» и картины периодического изменения лобовой и боковой жесткостей проводника

Одианные рельсовые проводники крайних ниток (у стенок крепи) крепятся к расстрелам односторонними скобами типа СОЛ или двусторонними скобами при помощи контррельсов-коротышей, называемых ложными проводниками, которые в отдельных случаях могут быть и сплошными. Для этого можно использовать старые проводники при замене изношенных проводников новыми.

Геометрические и конструктивные особенности яруса и шаг при определенном профиле проводника характеризуют основные данные армировки.

В табл. 4.78 приведены характеристики профилей проката, рекомендуемых к применению для расстрелов и проводников.

Конструктивное исполнение армировки и особенности контактирования направляющих устройств движущегося подъемного сосуда с проводниками определяют важнейшие характеристики динамической системы «сосуд—армировка». Эта особенность, прежде всего, заключается в периодическом изменении поперечной жесткости проводника от яруса к ярусу вследствие постоянного шага армировки (рис. 4.183). Это предопределяет периодический характер действия восстанавливающих сил со стороны проводника с регулярно чередующимися опо-

рами-расстрелами на вертикально движущийся с постоянной скоростью тяжелый сосуд.

Детальный научный анализ причин частых выходов из строя армировок новых стволов глубоких шахт Донбасса в 60-х годах и примененные способы реконструкции системы для обеспечения эксплуатации подъемов на проектных параметрах показали, что работоспособность жестких армировок, прежде всего, определяется проектными параметрами динамической системы «сосуд—армировка».

Горизонтальные нагрузки на армировку обусловлены взаимодействием движущегося подъемного сосуда с проводниками и по своей природе являются динамическими, возникающими вследствие: строительно-монтажных несовершенств конструкции, заключающихся в основном в непрямолинейности рабочих профилей проводников из-за сдвигов и изломов на стыках, местных и общих искривлений; проявления в системе параметрических колебаний сосуда в армировке при движении его с постоянной скоростью по проводникам с периодически изменяющейся поперечной жесткостью.

Первая причина может быть устранена соблюдением требуемых нормативов и улучшением качества, технологии и организации строительно-монтажных работ в стволе.

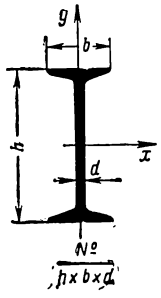
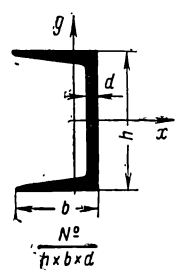
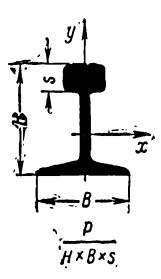
Физическая сущность проявления в системе нагрузок, обусловленных второй причиной, значительно сложнее, чем это может показаться на первый взгляд, так как сложный колебательный процесс, развивающийся в пространственной упругой системе, зависит от инерциальных свойств и конструкции сосуда, закона изменения поперечной жесткости проводников вдоль ствола, рабочей скорости подъема и т. д. Следовательно, вторая причина не может быть ликвидирована путем несложных организационных мероприятий, а требует рационального проектирования системы в целом, хорошо «отстроенной» заранее от резонансных режимов.

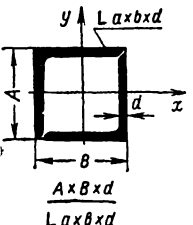
Таким образом, для обеспечения нормальной эксплуатации системы «сосуд—армировка» прежде всего необходимо при проектировании позаботиться о правильном сочетании ее конструктивных параметров с рабочими режимами, а затем уже обеспечивать должное качество строительства.

Проведенные исследования и опыт эксплуатации показали, что амплитуды поперечных колебаний подъемного сосуда возрастают с увеличением скорости движения. При этом в процессе динамического взаимодействия сосуда с армировкой можно различать три стадии.

При малых скоростях движения силы взаимодействия сосуда с армировкой практически не

Таблица 4.78

Сечение профиля	Наименование профиля	№ ГОСТа или ОСТа	Типоразмер профиля	J_x	J_y , см ⁴	W_x , см ³	W_y	q , кг/м	F , см ²	Назначение
	Двутавровые балки	ОСТ 10016—39	$\frac{20^B}{200 \times 102 \times 9}$	2 500	169	250	33,1	31,1	39,5	Для расстрелов
			$\frac{22^B}{220 \times 112 \times 9,5}$	3 570	239	325	42,7	36,4	46,4	
		ГОСТ 5157—53	$\frac{24^M}{240 \times 110 \times 8,2}$	4 630	280	386	50,9	38,3	48,7	
		ОСТ 10016—39	$\frac{27^B}{270 \times 124 \times 10,5}$	6 870	366	509	58,9	47,1	60,0	
		ГОСТ 5157—53	$\frac{30^M}{300 \times 130 \times 9}$	9 400	490	627	75,4	50,2	63,9	
			$\frac{36^M}{360 \times 130 \times 9,5}$	15 300	527	850	81,0	57,9	73,7	
		ОСТ 10016—39	$\frac{36^C}{360 \times 140 \times 14}$	17 310	612	962	87,4	71,2	90,7	
		ГОСТ 8239—72	$\frac{40}{400 \times 155 \times 8}$	18 930	666	947	85,9	56,1	71,4	
	Швеллеры	ГОСТ 5267—63	$\frac{18^B}{180 \times 100 \times 8}$	1 790	805	199	43,5	26,7	34,0	То же
			$\frac{20^{B-2}}{200 \times 100 \times 8}$	2 359	327	236	46,3	28,7	36,6	
			$\frac{26^B}{260 \times 90 \times 10}$	5 130	343	395	52,6	39,7	50,6	
			$\frac{30^{B-2}}{300 \times 89 \times 11,5}$	6 948	316	463	46,4	43,8	55,9	
	Рельсы	ГОСТ 7173—54	$\frac{P43}{140 \times 114 \times 30,4}$	1 489	260	217	45,0	44,7	57,0	Для проводников
		ГОСТ 7174—75	$\frac{P50}{152 \times 132 \times 33}$	2 018	375	287	57,1	51,6	65,9	
		ГОСТ 8161—75	$\frac{P65}{180 \times 150 \times 35,6}$	3 548	569	359	76,0	64,6	82,6	
		ГОСТ 16210—70	$\frac{P75}{192 \times 150 \times 46}$	4 490	661	509	88,0	74,4	95,1	

Сечение профиля	Наименование профиля	№ ГОСТа или ОСТА	Типоразмер профиля	J_x	J_y , см ⁴	W_x , см ³	W_y , см ³	q , кг/м	F , см ²	Назначение
	Сварной коробчатый профиль	Уголок по ГОСТ 8509—72	$\frac{160 \times 100 \times 10}{160 \times 100 \times 10}$	1 564	740	198	148	37,6	50,6	То же
			$\frac{170 \times 104 \times 10}{160 \times 100 \times 10}$	1 930	840	223	162	39,6	52,7	Для расстрелов
		ГОСТ 8510—72	$\frac{160 \times 160 \times 12}{160 \times 160 \times 12}$	2630		329	58,8	74,8	Для проводников	
			$\frac{212 \times 130 \times 12}{200 \times 125 \times 12}$	4 460	1965	420	303	59,4	78,9	Для расстрелов
			$\frac{190 \times 200 \times 16}{200 \times 200 \times 16}$	5 910	6424	622	642	90,9	123	Для проводников

зависят от деформационных свойств системы, а определяются главным образом ее кинематическими свойствами: отклонениями от вертикали и непрямолинейностью рабочих профилей проводников, изломами и уступами профилей на стыках, внецентренной подвески сосуда, кинематическими зазорами в паре «проводник—сосуд» и другими несовершенствами. Возникающие при этом нагрузки, как правило, малы, чтобы вызвать сколько-нибудь заметные упругие прогибы проводников и расстрелов.

При возрастании скорости движения сосуда все активнее вступает в процесс стационарных колебаний, обусловленный динамическими свойствами упругой системы, все сильнее проявляется влияние периодически изменяющейся поперечной жесткости проводников. Под действием возмущенного сосуда проводники все больше подвергаются упругим деформациям. При допустимых уровнях скорости движения в системе в определенной степени реализуется процесс пространственных параметрических колебаний с ограниченными амплитудами. При этом прочность проводников и жесткостные свойства армировки, направляющих устройств и сосуда обеспечивают устойчивый режим, а искривления проводников и другие геометрические несовершенства обуславливают лишь дополнительное воздействие на колеблющийся сосуд.

При дальнейшем увеличении скорости и превышении ее допустимого значения резко воз-

растают амплитуды раскачки сосуда, которые могут превзойти допустимые перемещения по условиям невыхода направляющих устройств из проводников или вызвать остаточные деформации в проводниках и расстрелах. Этот динамический процесс определяется всецело жесткостными характеристиками армировки и параметрами движущегося сосуда. На этой стадии при определенных сочетаниях проектных параметров и режимов движения может наступить немедленное разрушение системы из-за потери устойчивости движения (неограниченное возрастание амплитуд) вследствие параметрического резонанса.

Таким образом, в зависимости от скорости в системе устанавливается определенный режим. При малых скоростях преобладающее значение имеют кинематические (геометрические) несовершенства, при больших скоростях — жесткостные свойства армировки. Разумеется, резких границ или признаков между тремя упомянутыми стадиями развития процесса взаимодействия сосуда с армировкой указать нельзя. Такая трактовка условна и необходима лишь для удобства объяснения.

Физические свойства системы «сосуд—жесткая армировка» таковы, что при неблагоприятных сочетаниях ее параметров и скорости подъема движение может оказаться неустойчивым.

Основным естественным фактором, предупреждающим этот режим, является конструктив-

ная особенность проводников, периодически опирающихся с одинаковым шагом на горизонтальные расстрельные балки. Строго детерминированный период функции изменения поперечной жесткости проводников (несмотря на амплитудную модуляцию случайной функцией, определяющей строительно-монтажными несовершенствами) обуславливает возникновение в динамической системе «сосуд—армирование» параметрических колебаний, чреватых резонансными явлениями.

Как видно из последних рассуждений, если в рассматриваемой упругой системе возникает динамическая раскачка сосуда, то явление будет продолжаться и при идеально прямолинейных проводниках. Следовательно, основные причины имевших место случаев неудовлетворительной работы армировок заключаются не в кажущейся недостаточности качества строительно-монтажных работ. Последнее может явиться только сопутствующими факторами. Прежде всего система «сосуд—армирование» должна быть правильно рассчитанной и спроектированной, а затем построенной с соблюдением должных норм и требований.

Основными параметрами системы, которые в значительной мере определяют ее динамические свойства, являются шаг армировки (h), интенсивность подъемной установки (mv^2), жесткость расстрельных балок под проводником (C_0), моменты инерции сечений проводников (J). Всевозможная многообразная совокупность сочетаний этих параметров образует в пространстве их существований области двух классов, каждая из которых определяет качественно различный режим движения системы: устойчивый и неустойчивый.

Совершенно очевидно, что для того, чтобы исключить возникновение неустойчивых режимов, отстроить систему от резонансов или предотвратить развитие чрезмерно больших амплитуд колебаний сосуда, необходимо уметь соответственно рассчитать ее на требуемые параметры подъемной установки.

Если проектным параметрам армировки, сосуда и режиму работы подъемной установки будет соответствовать рабочая точка области неустойчивости (резонанса), то разрушение системы наступает немедленно, за один или несколько циклов. Если рабочая точка находится в нерезонансной (устойчивой) зоне, но в непосредственной близости от границы критических режимов, система может разрушиться во времени рано или поздно, либо из-за пластических деформаций проводников и, как следствие, прогрессирующих искривлений от чрезмерных нагрузок, либо из-за накопления

усталостных дефектов (при несколько меньшем уровне динамических нагрузок) и, как следствие, исчерпание ресурса усталостной прочности.

Задача инженера-проектировщика состоит в том, чтобы научно обоснованным расчетом выявить такое сочетание конструктивных параметров, при которых движение подъемного сосуда в проводниках армировки с заданной скоростью было бы устойчивым, а система функционировала бы нормально весь заданный период эксплуатации.

Основные проектные параметры прочной и динамически устойчивой системы «сосуд—жесткая армировка» для заданных технических характеристик подъемной установки и схемы армировки могут быть рассчитаны по методике Института горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова, которая положена в основу действующих «Временных указаний по проектированию и расчету жестких армировок вертикальных стволов шахт» [25, 27].

Расчет и проектирование жестких армировок согласно упомянутой методике выполняются на основе нижеследующих общих положений:

1. Исходными данными для расчета параметров системы «сосуд—армирование» являются схема яруса; эксплуатационные характеристики подъемной установки (масса груженого сосуда, максимальная скорость движения подъемного сосуда); полная характеристика подъемного сосуда (масса, моменты инерции относительно центральных осей, расположение центра тяжести, расположение и характеристики направляющих устройств).

2. Геометрические и инерциальные характеристики груженых подъемных сосудов определяются расчетом из условий загрузки тем наиболее тяжелым материалом, для нормального подъема которого предназначен сосуд.

Для обеспечения наиболее благоприятного динамического режима взаимодействия движущегося сосуда с армировкой необходимо по возможности принимать вертикальное расстояние L между жесткими направляющими устройствами (башмаками) таковым, чтобы в нем укладывалось целое число шагов армировки, а вертикальное расстояние от горизонтальной плоскости, проходящей через центр тяжести груженого сосуда, до верхней и нижней направляющих было одинаковым ($A = B$) или мало отличающимся по величине согласно условию (4.47).

3. Конструктивно ярус оформляется так, чтобы оси всех расстрельных балок лежали

в одной горизонтальной плоскости. Допускается, чтобы расстрелы в случае различной высоты примененных профилей размещались в одной плоскости своими верхними или нижними горизонтальными гранями.

Соединение расстрелов между собой накладкой одной на другой «костром», а также несимметричное крепление концов расстрелов к опорным элементам (одной гранью) не допускаются [26]. Размеры сечения профиля расстрельных балок определяются расчетом.

При проектировании армировок стволов с агрессивными средами, вызывающими повышенное коррозионное разрушение стали, следует предусматривать антикоррозионное покрытие, а также соответственное увеличение толщины стенок расстрельных балок и прочих конструктивных элементов армировок. Изготовление элементов конструкции яруса осуществляется при помощи специальных кондукторов или шаблонов. Перед спуском в ствол каждый ярус должен пройти контрольную сборку — проверку контрольным шаблоном и соответствующую маркировку деталей.

4. Заделка расстрелов в крепь ствола осуществляется закладкой концов в лунках бетоном марки не ниже 200. Лишь в случае крепи из металлических тубингов применяется болтовое соединение. Глубина эффективной заделки принимается согласно расчету, а глубина лунки должна превышать длину заделываемого конца расстрела не менее чем на 150 мм, при этом для стволов с толщиной крепи меньшей, чем расчетная глубина заделки расстрела, бетонирование лунок должно обеспечивать надежное опирание расстрела на крепь ствола и прилегающие породы.

Приварные анкерные зацепы на концах расстрельных балок, ограничивающие осевую подвижность, следует предусматривать только с одной стороны.

5. Расстрелы лестничного отделения должны проверяться расчетом на следующие виды нагрузок (в пересчете на один шаг армировки) веса полка с лестницей, временной нагрузки — 200 кгс/м², веса панели ограждения.

6. В местах сопряжений горизонтальных выработок со стволом на промежуточных горизонтах абсолютные жесткостные показатели конструкции армировки (в станке) должны быть не ниже, чем у основной армировки ствола.

7. В качестве проводников жестких армировок применяются деревянные балки прямоугольного сечения из водостойких пород дерева или специально обработанной древесины, рельсы железнодорожного типа, коробчатые прямоугольные балки (сварные, катаные).

8. Деревянные проводники применяются при подъемных сосудах всех видов; конструкцией крепления проводника должна обеспечиваться фиксация его от смещений вдоль расстрела специальными боковыми упорами.

9. Рельсовые проводники применяются при подъемных сосудах всех видов. Крепятся рельсовые проводники к каждому расстрелу при помощи двух пар скоб (с болтами диаметром не менее 30 мм), устанавливаемых непосредственно над и под расстрелами. Уклонные рабочие поверхности скоб, прилегающие к скосам подошвы рельса, должны обрабатываться механическим способом. В отдельных случаях при обеспечении требуемой точности допускается, по согласованию с проектной организацией, изготовление скоб без механической обработки (отливка повышенной точности).

Одинарные (обособленные) рельсовые проводники укрепляются на расстрелах при помощи скоб с постановкой противостоящих ложных проводников-коротышей из рельса полного профиля; срезание головок рельсов-коротышей не допускается.

Для предупреждения падения ложных проводников-коротышей в ствол при монтажных и ремонтных работах разрешается приварка к ним ограничительных планок над верхней скобой. Применение электросварки на рабочих рельсовых проводниках запрещается.

10. Применение различных средств предохранения скоб от сползания (подвески, крючья, планки) не допускается.

11. Для фиксации рельсового проводника относительно расстрела к последнему привариваются накладки (верхние и нижние) из листа толщиной не менее 12 мм, в которых имеются выемки — «лежки» для размещения подошвы рельса. В новой «лежке» суммарный зазор между упорным уступом ее и ребром подошвы рельса не должен превышать 4 мм. При увеличении указанного выше зазора в эксплуатации до 7 мм накладка подлежит реставрации или замене. Размеры лежек-накладок при замене их новыми назначаются «по месту» в зависимости от износа рельса.

Прочие отклонения в размерах лежки должны соответствовать допускам согласно рис. 4.184.

Применение конструкций креплений проводников к расстрелам, нарушающих целостность «волокон» металла расстрельных балок (врезка лежек, прокладка поперечных швов сварки), запрещается.

На стыках звеньев рельсовых проводников не рекомендуется применение фиксирующих штифтов, располагаемых в головке рельса.

12. Коробчатые проводники применяются при подъемных сосудах всех видов в сочетании с роликовыми направляющими с эластичной поверхностью качения. Характеристики амортизирующих элементов роликовых направляющих определяются расчетом. Кроме рабочих роликовых направляющих устройств на подъемном сосуде обязательно устанавливаются непосредственно на несущей конструкции обособленные предохранительные башмаки скольжения.

13. Каждое звено смонтированного коробчатого проводника должно быть зафиксировано специальными упорами или болтами по месту от смещений в горизонтальном направлении на каждом ярусе, а от вертикальных смещений — хотя бы на одном ярусе.

Вспомогательные приварные упорные элементы допускаются как на расстрелах, так и на проводниках.

Установка пружинных шайб на основных болтовых соединениях не допускается.

14. Стыки звеньев проводников могут располагаться на ярусах и между ними [28].

Конструкция стыка должна обеспечивать монтаж и демонтаж звена проводника в любом месте ствола при полностью смонтированной армировке без газорезных и сварочных работ.

Стыкуемые коробчатые проводники должны иметь конструктивные элементы, расположенные внутри проводника, предотвращающие смещение рабочих поверхностей сопрягаемых звеньев.

15. При монтаже проводников следует учитывать, что максимальный зазор в стыке звеньев при наименьшей эксплуатационной температуре в стволе не должен превышать 6 мм.

При изготовлении проводников и их монтаже в стволе следует также учитывать максимальный перепад температуры окружающей среды, для того чтобы обеспечить указанные выше зазоры в стыках при эксплуатации с учетом коэффициента температурного расширения (сжатия) материала проводников [28].

16. Параметры подъемного сосуда (расстояния между жесткими направляющими, положение их относительно центра тяжести, жесткостные характеристики и т. д.) приводятся в соответствии с расчетом армировки.

Навеска в заармированный ствол подъемного сосуда со случайными геометрическими и динамическими характеристиками без предварительного проверочного расчета на устойчивость движения не допускается.

17. Армировка пригодна к эксплуатации при проектных параметрах работы подъемной установки, если все узлы соединений и заделки

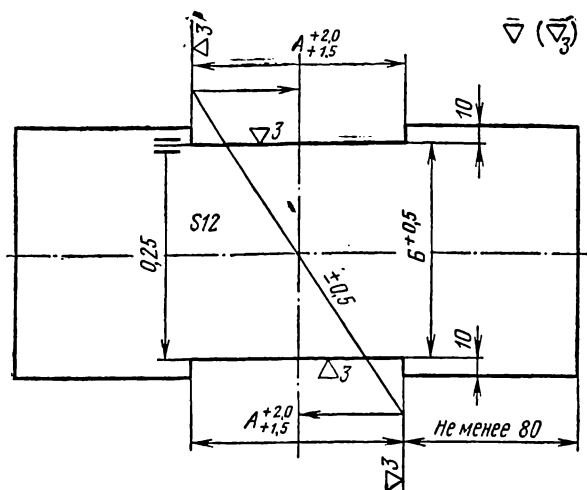


Рис. 4.184. Допуски на отклонения размеров взаимозаменяемых накладных расстрельных лежек для рельсовых проводников

расстрелов находятся в исправном состоянии, а относительные смещения из-за непрямолинейности рабочих поверхностей металлических проводников, измеряемые в горизонтальной плоскости по отношению к вертикали на двух смежных ярусах, не будут превышать следующих значений: при шаге армировки 4 м и более — 5 мм, при шаге армировки меньше 4 м — 4 мм. Для деревянных проводников это смещение допускается при любом шаге не свыше 7 мм.

18. При проектировании эксплуатационных параметров подъемных установок в суточном балансе времени работы подъема следует учитывать время, необходимое на осмотр и уход за подъемными сосудами, посадочными, загрузочными и разгрузочными устройствами и армировкой ствола в функции его глубины.

Время на ежедневный осмотр комплекса шахтного подъема и уход за ним необходимо принимать для стволов глубиной до 300 м — 2,5 ч, для стволов глубже 300 м на каждые полные и неполные 100 м сверх того предусматривать 8 мин.

Инженерный расчет армировки на устойчивость движения подъемного сосуда в проводниках двустороннего расположения

При разработке теории инженерного расчета [30] положения границ, разделяющих области устойчивых и неустойчивых режимов, задача о движении подъемного сосуда в проводниках с периодически изменяющейся жесткостью рассматривалась в детерминистической постановке при следующих основных допущениях:

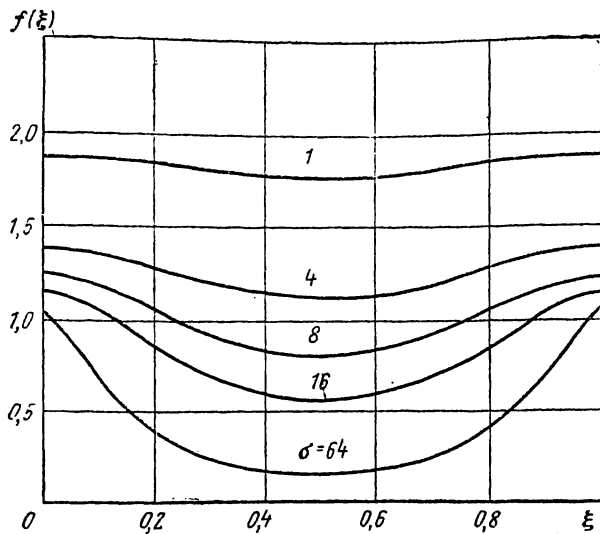


Рис. 4.185. Графики безразмерных функций поперечной жесткости проводника в пределах пролета между расстрелами для различных значений параметра σ

жесткость проводников является линейной относительно деформаций периодической функцией вертикальных перемещений центра тяжести сосуда;

вес колеблющейся части армировки по сравнению с весом сосуда пренебрежимо мал; продольные деформации головного каната при установившемся движении сосуда с постоянной скоростью отсутствуют;

влияние поперечных колебаний головного и хвостового канатов на горизонтальные перемещения сосуда пренебрежимо мало [24, 29];

трение и зазоры между направляющими устройствами сосуда и проводниками отсутствуют;

сосуд представляет собой абсолютно твердое тело, жесткость которого приводится к жесткости армировки, а горизонтальные перемещения всех его точек малы по сравнению с габаритами.

Все перечисленные допущения, кроме идеализации потерь на трение, тщательно обоснованы теоретически и подтверждены экспериментами.

Что касается допущения об отсутствии трения и зазоров между проводниками, то в линейной постановке оно предполагалось без всякого обоснования, при этом имелось в виду, что влияние будет сказываться лишь на количественных соотношениях между основными параметрами колебаний системы. В уточненной нелинейной постановке задачи было оценено влияние трения и зазоров на основной критерий устойчивости движения подъемного сосуда

и соответственно учтено в инженерной методике расчета.

Инженерный расчет армировки на динамическую устойчивость во всех случаях ведется в предположении, что сосуд имеет жестко закрепленные направляющие устройства, что является также целесообразным и в случае упруго подвешенных рабочих направляющих [25, 27, 30].

Как указывалось выше, особенность поведения сосуда определяется, прежде всего, характером периодически изменяющейся жесткости упругих проводников.

При определении функции жесткости предполагалось, что проводник представляет собой балку, укрепленную на упруго оседающих и упруго поворачивающихся равно отстоящих друг от друга опорах (расстрелах). В результате решений соответствующих канонических уравнений метода перемещений функции жесткости табулированы в зависимости от основного безразмерного параметра армировки

$$\sigma = \frac{C_0 h^3}{6EJ}, \quad (4.54)$$

где C_0 — жесткость упругой опоры (расстрела) на проседание; h — шаг армировки; EJ — изгибная жесткость проводника.

Важнейшим параметром, характеризующим вид функции жесткости (рис. 4.185), является жесткость упругой опоры C_0 . Для ее определения составлены формулы, учитывающие влияние на значение жесткости конструктивных особенностей яруса армировки, а также характера заделки расстрельной балки в крепь ствола. Последнее учитывается так называемыми коэффициентами заделок, величины которых определены на основе решения задачи об изгибе упругой балки в упругом изотропном полупространстве (материале крепи) и на натуральных экспериментальных данных.

При принятых выше предположениях дифференциальные уравнения движения подъемного сосуда в двусторонних проводниках (рис. 4.186) являются связанной системой пяти уравнений с периодическими коэффициентами [30]:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + C_1(z + A) \left(x + A\psi - \frac{s}{2}\theta \right) + C_2(z + \\ + A) \left(x + A\psi + \frac{s}{2}\theta \right) + C_1(z - B) \left(x - \\ - B\psi - \frac{s}{2}\theta \right) + C_2(z - B) \left(x - B\psi + \\ + \frac{s}{2}\theta \right) = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & J_{\psi} \ddot{\psi} + \left[C_1(z+A) \left(x + A\psi - \frac{s}{2}\theta \right) + C_2(z+A) \left(x + A\psi + \frac{s}{2}\theta \right) \right] A - \left[C_1(z-B) \left(x - B\psi - \frac{s}{2}\theta \right) + C_2(z-B) \left(x - B\psi + \frac{s}{2}\theta \right) \right] B = 0; \quad (4.55)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & m\ddot{y} + C_3(z+A)(y+A\varphi) + C_3(z-B)(y-B\varphi) = 0;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & J_{\varphi} \ddot{\varphi} + C_3(z+A)(y+A\varphi)A + C_3(z-B)(y-B\varphi)B - J_{\varphi\theta} \ddot{\theta} = 0;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & J_{\theta} \ddot{\theta} + \left[-C_1(z+A) \left(x + A\psi - \frac{s}{2}\theta \right) + C_2(z+A) \left(x + A\psi + \frac{s}{2}\theta \right) - C_1(z+B) \left(x - B\psi - \frac{s}{2}\theta \right) + C_2(z-B) \left(x - B\psi + \frac{s}{2}\theta \right) \right] \frac{s}{2} - J_{\varphi\theta} \ddot{\varphi} = 0,
 \end{aligned}$$

где x , y , φ , ψ , θ — линейные перемещения центра тяжести и угловые повороты подъемного сосуда; m , J_{φ} , J_{ψ} , J_{θ} , $J_{\varphi\theta}$ — масса и центральные моменты инерции грузевого сосуда; $C_1(z)$, $C_2(z)$ — функции боковой жесткости обеих ниток проводников; $C_3(z)$ — функция лобовой жесткости проводников; $z = vt$ — текущая координата центра тяжести сосуда, движущегося по вертикали со скоростью v ; s — ширина колеи.

Подробное изучение свойств полученной системы позволило обнаружить необходимые условия, при которых она распадается на пять несвязанных дифференциальных уравнений типа Матье—Хилла: центробежные моменты инерции подъемного сосуда равны нулю; функции жесткости обеих ниток проводников в боковом направлении одинаковы; расстояние между направляющими устройствами на сосудах кратно шагу армировки; центр тяжести сосуда с грузом расположен на одинаковых расстояниях от направляющих устройств сосуда.

Наиболее благоприятным случаем с точки зрения обеспечения устойчивости движения при наиболее интенсивных режимах работы

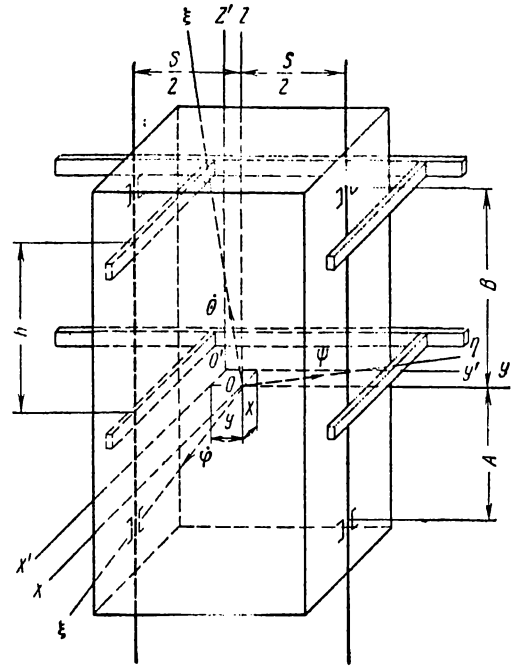


Рис. 4.186. Расчетная схема и система координат для подъемного сосуда с двусторонними проводниками

системы является одновременное выполнение всех перечисленных условий.

При полном или частичном выполнении этих условий в системе возникают колебания, близкие к нормальным, т. е. независимые колебания по соответствующим степеням свободы. Эта особенность, а также заведомое отсутствие внутреннего резонанса на наименьшей частоте определяют существование одночастотного режима движения линейной системы, описываемой обобщенным дифференциальным уравнением типа Матье—Хилла [22]:

$$\ddot{X} + \lambda^2 \mu^2 f(\xi) X = 0, \quad (4.56)$$

где X — обобщенное перемещение сосуда; $f(\xi)$ — обобщенная безразмерная периодическая функция жесткости, параметрически зависящая от параметра σ ($\xi = \frac{vt}{h}$, где t — время); μ — безразмерный частотный параметр ($\mu^2 = \frac{C_0 h^3}{mv^2}$); λ^2 — частотный множитель, величина которого зависит от конструктивных размеров сосуда и его инерционных характеристик.

Таким образом, области режимов движения сосуда (нерезонансного и резонансного) могут быть определены из условия существования соответственно устойчивых и неустойчивых ре-

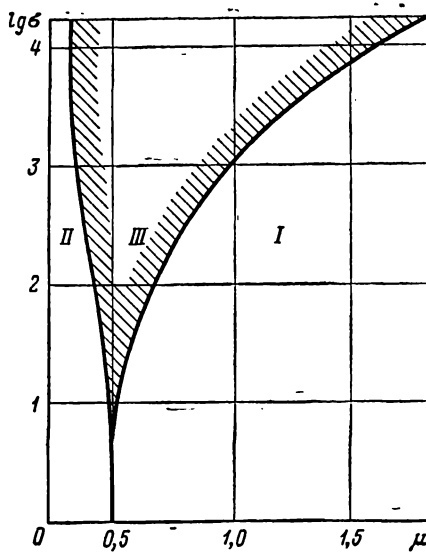


Рис. 4.187. Диаграмма устойчивости движения подъемного сосуда

шений уравнения (4.56). Здесь под устойчивостью решений подразумевается их равномерная ограниченность при $\xi \rightarrow \infty$, а неустойчивые решения соответствуют неограниченному возрастанию перемещений точек контактирования сосуда с проводниками.

Известные свойства решений уравнения (4.56), вытекающие из общей теории Флоке [44], позволяют записать функциональное уравнение границ областей устойчивости в плоскости переменных μ и σ :

$$[U(\mu, \sigma) + \dot{V}(\mu, \sigma)]^2 - 4 = 0, \quad (4.57)$$

где функционалы U и V являются частными решениями уравнения (4.56) в конце периода функции $f(\xi)$ при единичных начальных условиях в начале периода.

Нахождение корней функционального уравнения (4.57) производилось численными методами на ЭВМ, в результате чего была определена зона основного демультипликационного резонанса, т. е. область неустойчивых (резонансных) решений. При этом выяснено, что для каждого фиксированного параметра σ , т. е. для данной конструкции армировки, в зависимости от параметра μ могут существовать три принципиально различных режима работы (рис. 4.187):

дорезонансный режим, когда величина параметра μ превышает некоторое критическое значение $\mu_{кр1}$, что соответствует скорости движения сосуда $v < v_{кр1}$ (зона I);

зарезонансный режим, когда величина параметра μ меньше некоторого критического зна-

чения $\mu_{кр2}$, что соответствует скорости движения сосуда $v > v_{кр2}$ (зона II);

резонансный режим, когда величина параметра μ находится между двумя значениями $\mu_{кр1}$ и $\mu_{кр2}$, т. е. при скорости движения сосуда в пределах $v_{кр1} < v < v_{кр2}$ (зона III).

Теоретически система может удовлетворительно работать лишь в двух первых режимах, однако при втором рабочем режиме неизбежен переход довольно широкой области параметрического резонанса.

Исследования показали, что переход через резонанс в рассматриваемом случае возможен лишь при движении сосуда с ускорением не менее 5–6 м/с² и при оборудовании его направляющими устройствами с сильным демпфированием. Некоторые другие соображения, вытекающие из анализа решений уравнений в нелинейной постановке, дали основание остановиться на единственно приемлемом в настоящее время дорезонансном режиме работы подъемной установки.

Таким образом, зная четкую границу резонансной зоны по отношению к дорезонансному режиму движения, можно всегда указать такое минимально возможное значение параметра μ , при котором для каждого конкретного значения σ решения уравнения (4.56) будут устойчивыми. Однако это еще не означает, что амплитуды колебаний сосуда не будут превышать тех значений, при которых может наступить разрушение проводников или других элементов конструкции. Очевидно, что по мере приближения точки режима работы установки к границе резонансной зоны должно наблюдаться соответственное увеличение амплитуд колебаний сосуда. Это предположение основывается на том, что рассматриваемая система нелинейная. Следовательно, для установления минимальных значений параметра μ , при которых амплитуды колебаний сосуда не будут превышать допустимых, определенных из условий прочности и нормальной кинематики, необходимо учесть те важнейшие нелинейности, которые наиболее существенно влияют на характер движения. Такими нелинейными характеристиками прежде всего являются зазоры, существующие между направляющими устройствами и проводниками, а также непрямолинейность проводников.

Определение амплитудно-частотной характеристики системы (рис. 4.188) для каждого конкретного значения параметра σ на основе решения соответствующих нелинейных уравнений позволило отыскать необходимые запасы устойчивости движения [K], которые являются обобщенным критерием работоспо-

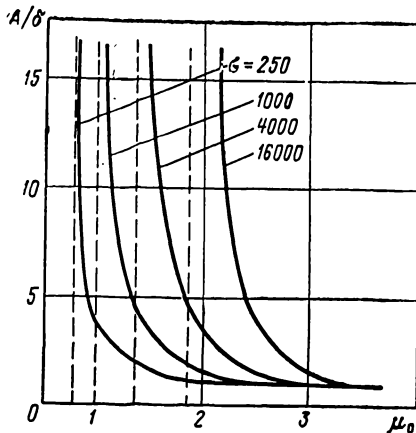


Рис. 4.188. Амплитудно-частотные характеристики колебаний сосуда для некоторых значений параметра σ (пунктирные линии соответствуют критическим значениям $\mu_{кр1}$); A — амплитуда прогиба проводника под напором сосуда; δ — зазор в паре «сосуд—проводник»

способности рассматриваемой системы «сосуд—армировка».

Если определить действительный запас устойчивости как отношение критического значения скорости движения сосуда к рабочей скорости или, точнее,

$$K = \frac{(mv^2)_{кр}}{(mv^2)_р}, \quad (4.58)$$

то необходимым условием работоспособности системы будет

$$K \geq [K]. \quad (4.59)$$

Следует сказать, что это условие должно выполняться как в отношении лобовых колебаний сосуда, так и боковых, т. е. к системе предъявляется требование удовлетворительной работы проводников армировки при их поперечном изгибе в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Таким образом, для каждой конкретной подъемной установки можно указать то предельное значение интенсивности $(mv^2)_{доп}$, свыше которого сосуд начинает колебаться в проводниках с недопустимыми амплитудами. В случае несоблюдения условия (4.59) система окажется неработоспособной. При этом можно различать две формы процесса разрушения конструкции: первая — работа системы в области резонанса — разрушение наступает в течение одного или нескольких циклов подъема; вторая — работа системы вблизи резонансной области, когда от чрезмерных упругих прогибов проводников возможны выходы сосуда из направляющих, постепенное нарастание пластических деформаций проводников, усталостное разру-

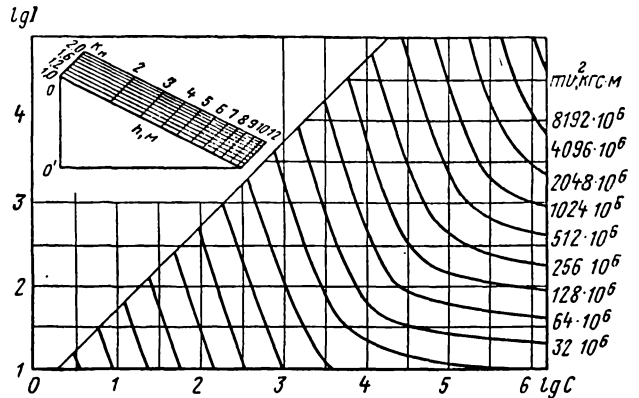


Рис. 4.189. Номограмма для предварительного выбора параметров армировки

шение элементов конструкции армировки со временем.

При проектировании армировки ствола важно рассчитать основные параметры системы, чтобы действительный запас устойчивости движения был больше допустимого. Для решения этого вопроса было изучено влияние основных конструктивных и динамических факторов на изменение запасов устойчивости системы. При этом выяснилось, что параметры системы будут оптимальными при следующих условиях: геометрическая конфигурация сосуда и компоновка масс его конструкции должны быть такими, чтобы центр тяжести располагался на вертикальной оси посередине между верхними и нижними направляющими устройствами; расстояние по вертикали между направляющими устройствами на сосуде должно быть кратным шагу армировки.

Эти требования обеспечивают абсолютный экстремум запаса устойчивости системы.

Остальные параметры системы не поддаются оптимизации, если рассматривать только динамические факторы. Тем не менее, для них всегда можно указать значения, приводящие к относительному экстремуму запаса устойчивости по условиям минимума металлоемкости армировки.

На практике это делается следующим образом.

Для нескольких имеющихся типоразмеров проводников определяются требуемые оптимальные шаги армировки. По значениям C_0 , h , J с помощью специально построенной номограммы (рис. 4.189) находится жесткость расстрельных балок и в результате сравнения металлоемкости армировки для каждого типоразмера проводника выбирается наиболее выгодный вариант.

Выбранные предварительно элементы армировки подвергаются дальнейшему проверочному расчету с целью определения действительных и допустимых запасов устойчивости.

Исходные данные для расчета должны быть следующие:

масса порожнего подъемного сосуда P_c , кг и масса полезного груза $P_{гр}$, кг;

максимальная тахограммная скорость движения груженого подъемного сосуда v , см/с;

центральные моменты инерции подвешенного на канате груженого сосуда J_ϕ , J_ψ , J_θ , кгс·см·с²;

конструкция рамы подъемного сосуда (для скипов) и данные о моментах инерции сечений элементов остова рамы относительно двух центральных осей X и Y — $J_{рм(л)}$, $J_{рм(б)}$, см⁴;

вертикальные расстояния от горизонтальной плоскости, проходящей через центр тяжести груженого сосуда до нижней и верхней жестких направляющих (или предохранительных башмаков в случае подпружиненных рабочих направляющих) A , B , см;

вертикальное расстояние между жесткими направляющими $L = A + B$;

ширина колеи (расстояние между лобовыми гранями проводников в горизонтальной плоскости) s , см;

предпочтительный тип проводников (деревянные, рельсовые, коробчатые);

вид крепления ствола (моноклитный бетон, кирпичная или бетонитная кладка, тубинги); схема конструкции армировки и геометрические характеристики ее элементов.

Предварительный выбор основных параметров армировки

Расчетная интенсивность подъемной установки определяется по формуле

$$(mv^2)_{расч} = 4(mv^2), \quad (4.60)$$

где $m = \frac{P_c + P_{гр}}{g}$; $g = 980$ см/с².

По конструктивным и технико-экономическим соображениям принимаются шаг армировки и виды профилей для расстрелов и проводников.

Приняв определенный типоразмер проводника, по удвоенному значению $(mv^2)_{расч}$ и значению лобового момента инерции его сечения J_λ для шага армировки h по номограмме (см. рис. 4.189) определяется необходимая лобовая жесткость расстрелов в месте крепления проводника $C_{н(л)}$ (номограммное значение).

Для пользования номограммой необходимо на прозрачном материале вычертить транспа-

рант, помещенный в левом верхнем углу (см. рис. 4.189).

На номограмме отыскивается линия уровня ближайшего большего значения (mv^2) по сравнению с $2(mv^2)_{расч}$. Уровни значений (mv^2) даны с правой стороны номограммы.

По коэффициенту номограммы $K_n = \frac{(mv^2)_н}{2(mv^2)_{расч}}$, значения которого на транспаранте отложены по оси OK_n , находится точка, соответствующая принятому значению шага армировки h и коэффициенту K_n (точка A).

Для удобства на номограмме проводится линия, параллельная оси абсцисс и соответствующая $\lg J_\lambda$, после чего необходимо совместить точку O транспаранта с этой линией так, чтобы прямая OO' была параллельной оси ординат.

Затем транспарант передвигается по горизонтали до тех пор, пока точка A не совместится с линией требуемого уровня $(mv^2)_н$. В этом положении транспаранта определяется значение логарифма лобовой жесткости, как проекция точки O на шкалу значений $\lg C$ (ось абсцисс) номограммы.

Боковая жесткость расстрела C_n (номограммная) определяется аналогично лобовой, но при этом $(mv^2)_{расч}$ не удваивается, берется значение бокового момента инерции сечения проводника.

Для деревянных проводников при пользовании номограммой необходимо величины J_λ и J_ϕ для принятых проводников разделить на 21.

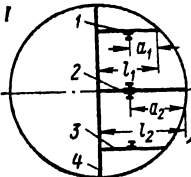
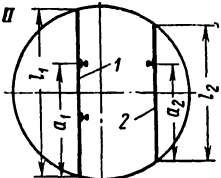
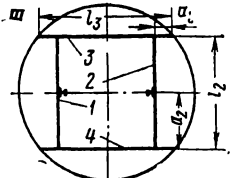
По найденным номограммным значениям $C_{н(л)}$ и $C_{н(б)}$ в зависимости от схемы яруса армировки (табл. 4.79) определяются необходимые значения моментов инерции сечения расстрельной балки. Из двух расчетных значений моментов инерции $J_{н(л)}$ и $J_{н(б)}$ при выборе профиля расстрела необходимо руководствоваться большим значением.

По сортаменту проката принимается профиль с ближайшим большим значением момента инерции.

Если схема яруса армировки представляет собой рамную конструкцию, как показано в табл. 4.79 (схема III), то по значению лобовой жесткости $C_{н(л)}$ определяются моменты инерции сечений расстрелов, несущих проводники, а по значению боковой жесткости $C_{н(б)}$ определяются моменты инерции сечений коренных расстрелов.

В случае конструкции яруса согласно схеме I (см. табл. 4.79) момент инерции сечения коренного расстрела 4 принимается не менее максимального момента инерции сечения расстрелов, несущих проводники. При этом высота сечения коренного расстрела должна быть

Таблица 4.79

Схема яруса	Момент инерция сечения расстрела	
	по лобовой жесткости	по боковой жесткости
	$J_{H(i)} = \frac{a_i^3 [4l_i^3 - a_i (3l_i - a_i)^2]}{12El_i^3} C_{H(i)},$ где $C_{H(i)}$ — лобовая жесткость расстрела, полученная по номограмме; $i = 1, 2$	$J_{H(i)} = \frac{(H + \sigma)^2}{9El_i} \times [l_i^2 - 3a_i (l_i - a_i)] C_{H(i)},$ где H — высота профиля проводника; $C_{H(i)}$ — боковая жесткость расстрела, полученная по номограмме; $i = 1, 2$ (номер расстрела)
	$J_{H(i)} = \frac{a_i^3 (l_i - a_i)^3}{4El_i^3} C_{H(i)},$ где $C_{H(i)}$ — лобовая жесткость расстрела, полученная по номограмме; $i = 1, 2$	$J_{H(i)} = \frac{(H + \sigma)^2}{9El_i} \times [l_i^2 - 3a_i (l_i - a_i)] C_{H(i)},$ где H — высота профиля проводника; $C_{H(i)}$ — боковая жесткость расстрела, полученная по номограмме; $i = 1, 2$.
	$J_{H(i)}^{(1,2)} = \frac{a_i^2 (l_i - a_i)^2}{3El_i} C_{H(i)},$ где $C_{H(i)}$ — лобовая жесткость расстрела, полученная по номограмме; $i = 1, 2$	$J_{H(i)}^{3,4} = J_{H(i)}^{1,2} = \frac{a_i^3 (l_i - a_i)^3}{8El_i^3} C_{H(i)},$ где $C_{H(i)}$ — боковая жесткость расстрела, полученная по номограмме; $i = 1, 2$

равной или больше высоты присоединенных расстрелов.

Выбранные ориентировочно по номограмме профили расстрелов необходимо проверить последующим расчетом, где учитываются остальные немаловажные факторы, оказывающие существенное влияние на значение допустимой скорости движения.

Расчет фактических жесткостных характеристик расстрелов выполняется с учетом условий закрепления их концов, влияния дополнительных связей конструкции армировки и т. д.

Необходимая эффективная глубина заделки расстрела в крепь ствола рассчитывается по формуле [57]

$$t = \frac{2}{\beta}; \quad \beta = \sqrt[4]{\frac{\tau h_0}{4EJ_z} \cdot \frac{2 \cos \omega}{1 + \cos \omega}}, \quad (4.61)$$

где h_0 — высота профиля расстрела; J_z — момент инерции сечения расстрела относительно

вертикальной оси; ω — угол между осью расстрела и нормалью к поверхности крепи ствола в месте заделки (рис. 4.190); τ — коэффициент постели, зависящий от вида крепи (для монолитного бетона $\tau = 1000$ кг/см³, для кирпича и бетонита $\tau = 500$ кг/см³).

Лобовая жесткость расстрелов в местах крепления одиночных проводников в соответствии с известными методами строительной механики определяется по формуле

$$C_{л}^{1,2} = \frac{1}{\delta_{00} - \delta_{01}x_1 - \delta_{02}x_2 - \dots - \delta_{0j}x_j - \dots - \delta_{0N}x_N}, \quad (4.62)$$

а в случае крепления двух спаренных проводников лобовая жесткость расстрела определяется по формуле

$$C_{л}^{1,2} = \frac{1}{\delta_{00} - \delta_{01}x_1 - \delta_{02}x_2 - \dots - \delta_{0j}x_j - \dots - \delta_{0N}x_N} + \frac{8EJ_{л}}{h_s}, \quad (4.63)$$

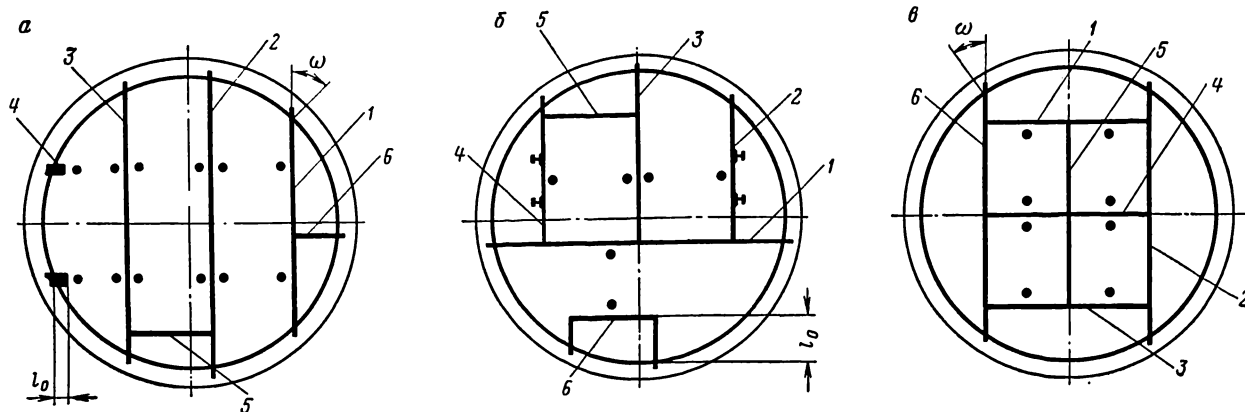


Рис. 4.190. Условные расчетные схемы плоских стержневых систем ярусов расстрелов (точки условно обозначают расположение проводников)

где значения x_j определяются из системы алгебраических уравнений

$$\left. \begin{aligned} (\Delta_1 + \delta_{11})x_1 + \delta_{12}x_2 + \dots + \delta_{1j}x_j + \dots + \delta_{1N}x_N &= \delta_{10}; \\ \delta_{21}x_1 + (\Delta_2 + \delta_{22})x_2 + \dots + \delta_{2j}x_j + \dots + \delta_{2N}x_N &= \delta_{20}; \\ \delta_{j1}x_1 + \delta_{j2}x_2 + \dots + (\Delta_j + \delta_{jj})x_j + \dots + \delta_{jN}x_N &= \delta_{j0}; \\ \delta_{N1}x_1 + \delta_{N2}x_2 + \dots + \delta_{Nj}x_j + \dots + (\Delta_N + \delta_{NN})x_N &= \delta_{N0}. \end{aligned} \right\} \quad (4.64)$$

Число уравнений системы (4.64) равно числу дополнительных упругих связей N на расстреле.

Податливости Δ_j дополнительных связей на расстреле определяются в зависимости от вида связей по формулам.

Податливость соседнего проводника, прикрепленного к расстрелу, равна

$$\Delta_j = \frac{h^3}{8EJ_n} \quad (4.65)$$

(в случае спаренных проводников $\Delta_j = \frac{h^3}{16EJ_n}$), где J_n — момент инерции сечения проводника.

Податливость распорных пальцев (см. рис. 4.190, а, расстрел б) равна

$$\Delta_j = \frac{l_0}{EF_0}, \quad (4.66)$$

где l_0 — длина пальца; F_0 — площадь поперечного сечения пальца.

В случае соединения параллельных расстрелов поперечной связью (см. рис. 4.190, а и б, расстрел 5) жесткость этой связи принимается равной поперечной жесткости присоединенного расстрела в точке примыкания связи и рассчитывается соответственно конкретным схемам, приведенным ниже в зависимости от схемы яруса.

Коэффициенты влияния δ_{ij} , в зависимости от схемы яруса и принятой расчетной схемы определяются по нижеприведенным формулам.

Схема яруса рис. 4.190, а, расстрелы 1, 2, 3 (расчетная схема рис. 4.191, а):

$$\delta_{ij} = \frac{1}{6\nu_j E J_2 l^3} \{ (l - a_j)^2 a_i^2 [3a_j l - (l + 2a_j) a_i] + (a_i - a_j)^3 l^3 \}, \quad (4.67)$$

($i, j = 0, 1, 2, \dots, N$),

где ν_j — коэффициент влияния заделки расстрела (определяется по графику рис. 4.193 в зависимости от параметров $\frac{a_j}{l}$; $\kappa = \beta l$);

$$\delta_{ji} = \frac{\nu_j}{\nu_i} \delta_{ij}.$$

Схема яруса рис. 4.190, б, расстрелы 2, 3, 4 (расчетная схема рис. 4.191, б):

$$\delta_{ij} = \frac{1}{12\nu_j E J_2 l^3} \{ a_i^2 [2(3a_j - a_i) l^3 - (3l - a_j) \times (3l - a_i) a_j^2] + 2l^3 (a_i - a_j)^3 \}, \quad (4.68)$$

($i, j = 0, 1, 2, \dots, N$),

где ν_j — определяется по графику рис. 4.194 в зависимости от параметров $(1 - \frac{a_j}{l})$; $\kappa =$

$$= \beta l; \quad \delta_{ji} = \frac{\nu_j}{\nu_i} = \delta_{ij}.$$

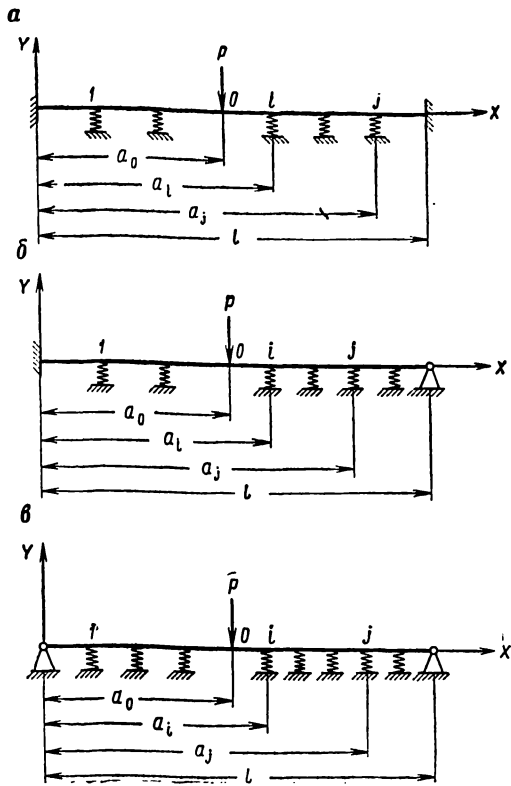


Рис. 4.191. [Расчетные] схемы определения поперечной жесткости расстрелов при различных условиях их закрепления

Схема яруса рис. 4.190, в, расстрелы 1, 2, 3 (расчетная схема рис. 4.191, в):

$$\delta_{ij} = \frac{1}{6EJ_z l} \{ a_i (l - a_j) [l^2 - a_i^2 - (l - a_j)^2] + (a_i - a_j)^3 l \}, \quad (4.69)$$

($i, j = 0, 1, 2, \dots, N$).

В формулах (4.67), (4.68), (4.69) при $a_i \ll a_j$ слагаемое $(a_i - a_j)^3$ равно нулю, а при $i = j$ указанные формулы соответственно принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{ij} &= \frac{a_j^3 (l - a_j)^3}{3\nu_j E J_z l^3}; \\ \delta_{ij} &= \frac{a_j^3 [4l^3 - a_j (3l - a_j)^2]}{12\nu_j E J_z l^3}; \\ \delta_{ij} &= \frac{a_j^2 (l - a_j)^2}{3E J_z l}. \end{aligned} \right\} \quad (4.70)$$

Лобовая жесткость одинарных консольных расстрелов (см. рис. 4.190, а, расстрел 4) определяется по формуле

$$C_{1,2} = \frac{EF_0}{l_0}, \quad (4.71)$$

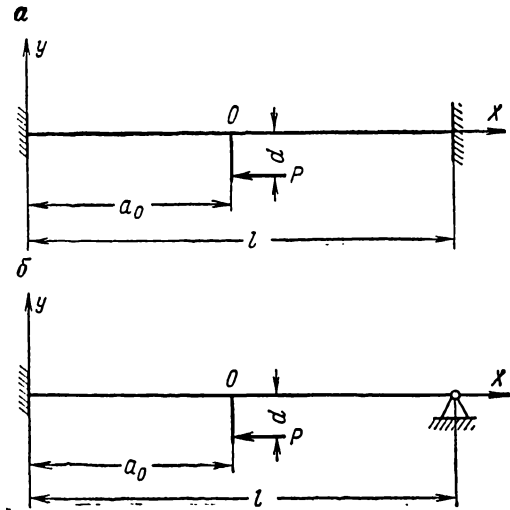


Рис. 4.192. Расчетные схемы определения боковой опорной жесткости проводника

а для П-образных консолей (см. рис. 4.190, б, расстрел б) — как для шарнирно опертой балки.

Боковая жесткость расстрелов в местах крепления проводников рассчитывается на основе известных методов строительной механики без учета присоединяемых упругих связей, так как их жесткость при рассматриваемой схеме нагружения мала.

Боковая жесткость расстрела, как и лобовая, определяется схемой и конструкцией яруса.

Для схемы яруса рис. 4.190, а, расстрелы 1, 2, 3 (расчетная схема рис. 4.192, а) боковая жесткость вычисляется по формуле

$$C_6 = \frac{E}{\frac{a_0}{F} + a_0 (l - a_0) \frac{d^2}{J_z l^3} [3a_0^2 - (3a_0 - l) l] + \Phi}, \quad (4.72)$$

где F — площадь поперечного сечения расстрела; Φ — величина, характеризующая податливость крепления проводника к расстрелу в боковом направлении, выбираемая по табл. 4.80; a_0 — большее расстояние от проводника до заделки расстрела в крепь ствола; d — плечо боковой силы, зависящее от профилей проводника и расстрела.

Таблица 4.80

Тип проводника	Рельсы, Р38, Р43	Рельсы, Р50, Р65	Деревянные	Коробчатые
Φ (см ⁻¹)	15	8	7	5

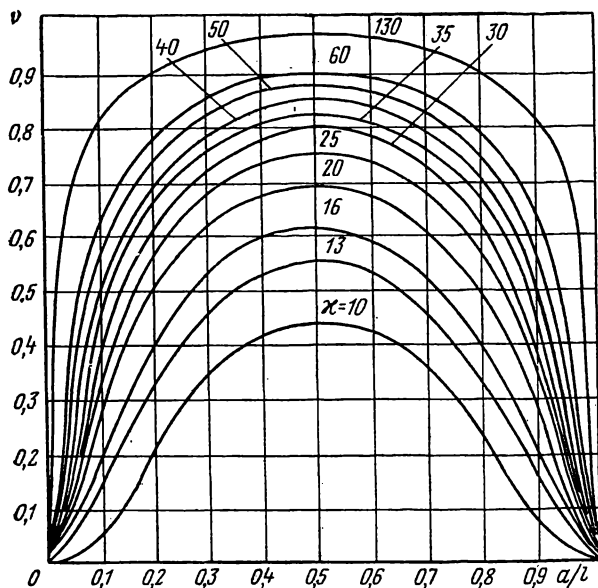


Рис. 4.193. Графики изменения коэффициентов влияния материала закладки лунок и крепи ствола при заделке расстрела двумя концами

Для рельсового проводника

$$d = b - \frac{r}{2} + H,$$

где b — горизонтальное расстояние от оси расстрела до подошвы проводника; r — высота головки рельса; H — высота профиля проводника.

Для проводника прямоугольного профиля

$$d = b + \frac{2}{3} H.$$

Схема яруса рис. 4.190, б, расстрелы 2, 3, 4 (расчетная схема рис. 4.192, б):

$$C_6 = \frac{E}{\frac{a_0}{F} + a_0 \frac{d^3}{4J_2 l^3} [4l(3a_0^2 + l^2) - 3a_0(4l^2 + a_0^2)] + \Phi}. \quad (4.73)$$

Для схемы яруса рис. 4.190, в, расстрелы 1, 2, 3 боковая жесткость определяется как лобовая жесткость расстрелов 4, 6 в точках примыкания расстрелов, несущих проводники.

Боковая жесткость одинарных консольных расстрелов (см. рис. 190, а, расстрел 4) определяется по формуле

$$C_6 = \frac{1,2EJ_2}{l^3}, \quad (4.74)$$

а для П-образных значение C_6 , вычисленное по формуле (4.74), удваивается.

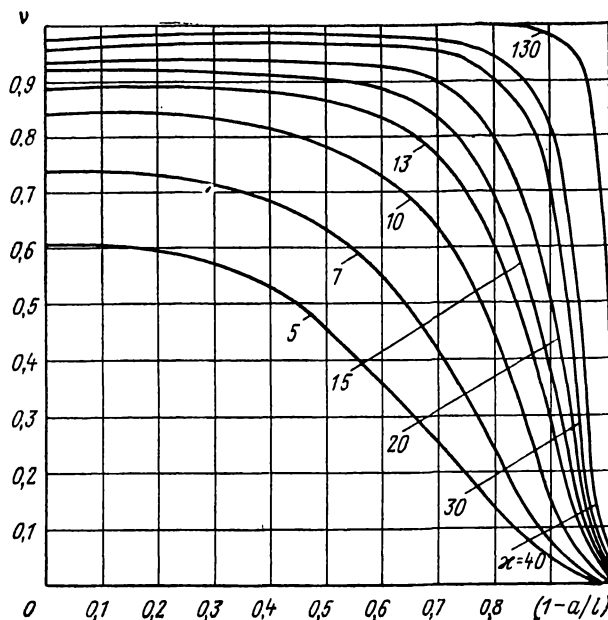


Рис. 4.194. Графики изменения коэффициентов влияния материала закладки лунок и крепи ствола при заделке расстрела одним концом

Здесь значение l находится по формулам:

$$l = l_0 - \frac{r}{2} - H \text{ — для рельсовых проводников;}$$

$l = l_0 + \frac{2}{3} H$ — для коробчатых проводников.

В табл. 4.81—4.83 даны формулы лобовых и боковых жесткостей для конкретных схем ярусов армировки.

Кроме жесткостных характеристик конструкции армировки на допустимую интенсивность рассчитываемой системы «сосуд—армировка» оказывает существенное влияние также собственная изгибная жесткость подъемных сосудов, учитываемая в дальнейших расчетах соотношением $\gamma = \frac{C_0}{C_c}$, где C_0 — жесткость расстрела в месте крепления проводника; C_c — поперечная жесткость сосуда.

Для неопрокидных клетей современных конструкций $\gamma = 0,2$.

Для скипов с неподвижным кузовом рамной конструкции лобовая и боковая жесткости определяются по формулам:

$$C_{c(l)} = \frac{720EJ_{\text{рм}(л)}}{L^3};$$

$$C_{c(б)} = \frac{720EJ_{\text{рм}(б)}}{L^3}, \quad (4.75)$$

где $J_{\text{рм}(л)}$, $J_{\text{рм}(б)}$ — лобовый и боковой моменты инерции сечения остова рамы (рис. 4.195).

Таблица 4.81

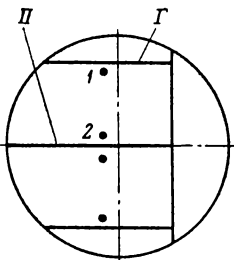
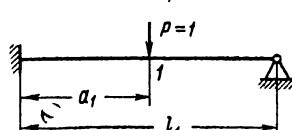
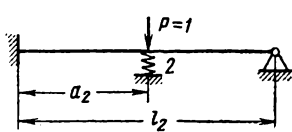
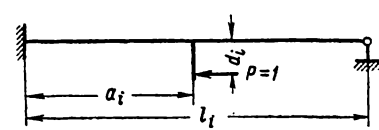
Схема яруса	Жесткость расстрела в точке крепления проводника	
	лобовая	боковая
	<p style="text-align: center;"><i>Расстрел I</i></p>  $C_{л}^1 = v_1 \frac{12EJ_{z1}l_1^3}{a_1^3 [4l_1^3 - a_1 (3l_1 - a_1)^2]}$ <p style="text-align: center;"><i>Расстрел II</i></p>  $C_{л}^2 = v_2 \frac{12EJ_{z2}l_2^3}{a_2^3 [4l_2^3 - a_2 (3l_2 - a_2)^2]} + \frac{8EJ_{л}}{h^3}$	 $C_{i(6)} = \frac{E}{\frac{a_i}{F} + \frac{a_i}{l_i^3} \frac{d_i^2}{4F_{zi}} [4l_i (3a_i^2 + l_i^2) - 3a_i (4l_i^2 + a_i^2)] + \Phi}$ <p style="text-align: center;">$i = 1, 2$</p>

Таблица 4.82

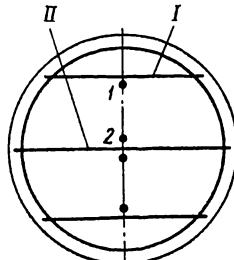
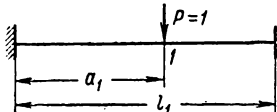
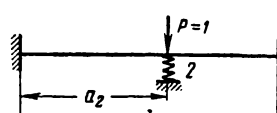
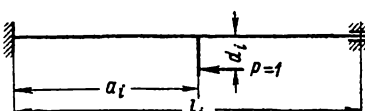
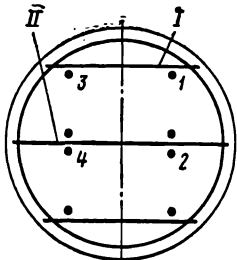
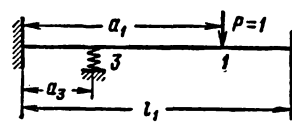
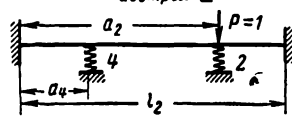
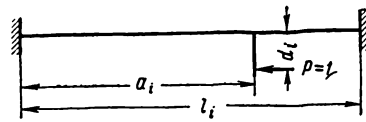
Схема яруса	Жесткость расстрела в точке крепления проводника	
	лобовая	боковая
	<p style="text-align: center;"><i>Расстрел I</i></p>  $C_{л}^1 = v_1 \frac{3EJ_{z1}l_1^3}{a_1^3 (l_1 - a_1)^3}$ <p style="text-align: center;"><i>Расстрел II</i></p>  $C_{л}^2 = v_2 \frac{3EJ_{z2}l_2^3}{a_2^3 (l_2 - a_2)^3} + \frac{8EJ_{л}}{h^3}$	 $C_{i(6)} = \frac{E}{\frac{a_i}{F_i} + \frac{a_i}{l_i^3} \frac{d_i^2 (l_i - a_i)}{J_{zi}} [3a_i^2 - l_i (3a_i - l_i)] + \Phi}$ <p style="text-align: center;">$i = 1, 2$</p>

Таблица 4.83

Схема яруса	Жесткость расстрела в точке крепления проводника	
	лобовая	боковая
	<p style="text-align: center;"><i>Расстрел I</i></p>  $l_1 - a_1 = a_3$ $C_{л1}^1 = \frac{1}{\delta_{11} - \delta_{13}x_3}, \quad x_3 = \frac{\delta_{31}}{\Delta_3 + \delta_{33}},$ $\Delta_3 = \frac{h^3}{8EJ_{л1}}, \quad \delta_{33} = \delta_{11} = \frac{1}{v_1} \frac{a_1^3 (l_1 - a_1)^3}{3EJ_{з1}l_1^2},$ $\delta_{31} = \delta_{13} = \frac{1}{v_1} \times$ $\times \frac{a_3^2 (l_1 - a_1)^2 [3a_1l_1 - (l_1 + 2a_1)a_3]}{6EJ_{з1}l_1^3}$ <p style="text-align: center;"><i>Расстрел II</i></p>  $C_{л2}^2 = \frac{1}{\delta_{22} - \delta_{24}x_4} + \frac{8EJ_{л2}}{h^3},$ $x_4 = \frac{\delta_{42}}{\Delta_4 + \delta_{44}}, \quad \Delta_4 = \frac{h^3}{16EJ_{л2}},$ $\delta_{44} = \delta_{22} = \frac{1}{v_2} \frac{a_2^3 (l_2 - a_2)^3}{3EJ_{з2}l_2^2},$ $\delta_{42} = \delta_{24} = \frac{1}{v_2} \times$ $\times \frac{a_4^2 (l_2 - a_2)^2 [3a_2l_2 - (l_2 + 2a_2)a_4]}{6EJ_{з2}l_2^3}$	 $C_{i(6)} = \frac{E}{\frac{a_i}{F} + \frac{a_i}{l_i^3} \frac{d_i^2 (l_i - a_i)}{J_{зi}} \times$ $\times [3a_i^2 - l_i(3a_i - l_i)] + \Phi$ <p style="text-align: center;">$i = 1, 2$</p>

Располагая данными по жесткостным характеристикам системы и динамическими характеристиками сосуда можно произвести про-

верочный расчет по условию динамической устойчивости движения с заданной скоростью.

Расчет на устойчивость удобно выполнять в нижеследующем порядке.

Проверка запаса устойчивости движения сосуда по отношению к лобовым колебаниям.

Коэффициент относительной лобовой податливости рамы сосуда

$$\gamma = \frac{\sqrt{C_{л1}^1 C_{л2}^2}}{C_{с(л)}}, \tag{4.76}$$

где $C_{л1}^1$ и $C_{л2}^2$ — лобовые жесткости расстрелов соответственно первого и второго проводников.

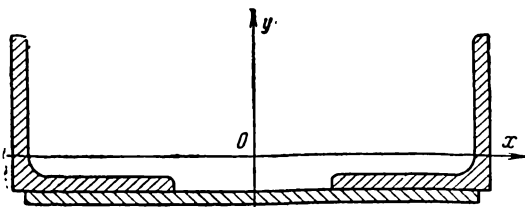


Рис. 4.195. Расчетное сечение рамы скипа для определения моментов инерции

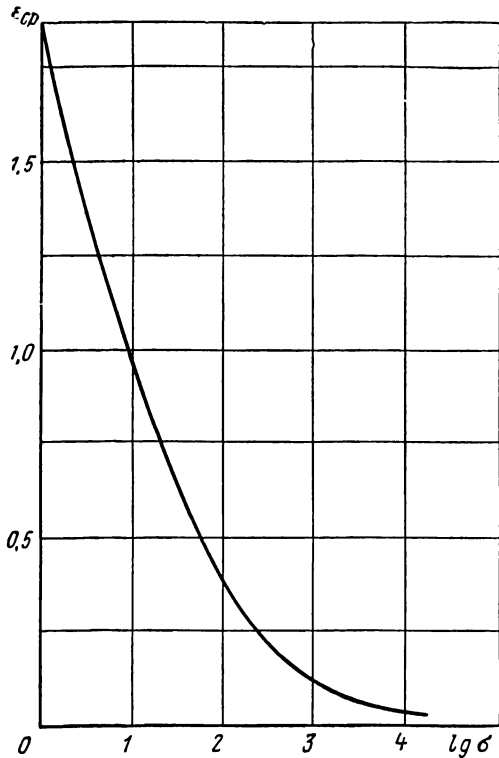


Рис. 4.196. График изменения усредненной жесткости проводника

Обобщенный безразмерный параметр лобовой жесткости армировки

$$\sigma_{л} = \frac{C_{л} h^3}{6EJ_{л}}. \quad (4.77)$$

Относительная средняя лобовая жесткость проводника

$$\varepsilon_{л} = \frac{\varepsilon_{ср(л)}}{\gamma_{л} \varepsilon_{ср(л)} + 1}, \quad (4.78)$$

где $\varepsilon_{ср(л)}$ — определяется по графику рис. 4.196 в зависимости от $\lg \sigma_{л}$.

Мультипликатор частот поворотных лобовых колебаний

$$\lambda_{\Phi}^2 = \frac{mL^2}{4J_{\Phi}}. \quad (4.79)$$

Эксцентриситет центра тяжести грузеного сосуда

$$e = \frac{A-B}{A+B}. \quad (4.80)$$

Обобщенный мультипликатор частот лобовых колебаний

$$\rho_{л} = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \lambda_{\Phi}^2 (1 + e^2) - \sqrt{[1 + \lambda_{\Phi}^2 (1 + e^2)]^2 - 4\lambda_{\Phi}^2} \right\}. \quad (4.81)$$

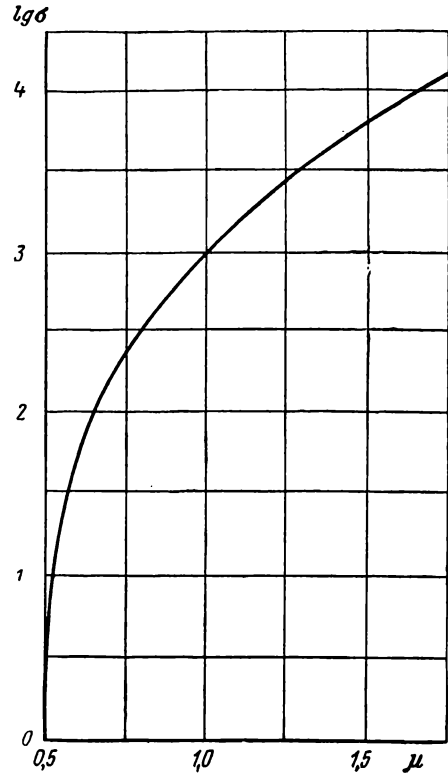


Рис. 4.197. График изменения параметра демумплификационного резонанса

Обобщенный безразмерный параметр лобовой жесткости системы «сосуд—армировка»

$$\sigma_{экр(л)} = \frac{\sigma_{л}}{1 + \gamma_{л}}. \quad (4.82)$$

Параметр демумплификационного резонанса $\mu_{л}$ определяется из графика рис. 4.197 в зависимости от $\lg \sigma_{экр(л)}$.

Допустимый запас устойчивости

$$[K_{л}] = 3,75 (1,3\mu_{л} - 0,21).$$

Действительный запас устойчивости

$$K_{л} = \frac{C_{л} \varepsilon_{л} h^2 \rho_{л}}{2\pi (\mu_{л})^2 (m v^2)}. \quad (4.83)$$

Если действительный запас устойчивости оказался меньше допустимого, то это означает, что для данной системы «сосуд—армировка» принятый предварительный запас устойчивости недостаточен. Это происходит из-за совокупного влияния всех характеристик системы (например, жесткость сосуда, несимметричность размещения направляющих относительно центра тяжести и т. д.), что не могло быть учтено при предварительном выборе проводников и расстрелов.

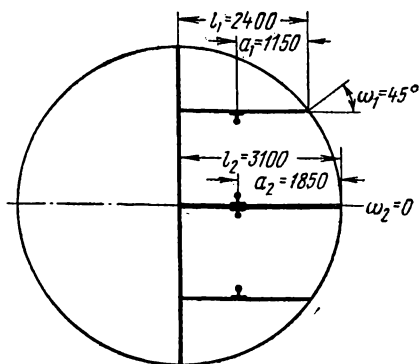


Рис. 4.198. Расчетная схема и основные размеры армировки скипового ствола для примера расчета

В этом случае необходимо принять следующий больший типоразмер проводника или расстрела, а в отдельных случаях повысить запас устойчивости путем вариации шага армировки. Какой вариант наиболее целесообразный, можно установить с помощью номограммы.

Проверка запаса устойчивости движения сосуда по отношению к боковым колебаниям. Коэффициенты относительной боковой податливости рамы сосуда:

$$\gamma_0^1 = \frac{C_0^1}{C_{с(б)}}; \quad \gamma_0^2 = \frac{C_0^2}{C_{с(б)}}. \quad (4.84)$$

Обобщенные безразмерные параметры боковой жесткости армировки:

$$\sigma_0^1 = \frac{C_0^1 h^3}{6EJ_0}; \quad \sigma_0^2 = \frac{C_0^2 h^3}{6EJ_0}. \quad (4.85)$$

Обобщенные параметры боковой жесткости системы «сосуд—армировка»:

$$\sigma_{\text{экр}(б)}^1 = \frac{\sigma_0^1}{1 + \gamma_0^1}; \quad \sigma_{\text{экр}(б)}^2 = \frac{\sigma_0^2}{1 + \gamma_0^2}. \quad (4.86)$$

Относительные средние боковые жесткости проводников:

$$\varepsilon_0^1 = \frac{\varepsilon_{\text{ср}(б)}^1}{1 + \gamma_0^1}; \quad \varepsilon_0^2 = \frac{\varepsilon_{\text{ср}(б)}^2}{1 + \gamma_0^2}, \quad (4.87)$$

где $\varepsilon_{\text{ср}(б)}^1$ и $\varepsilon_{\text{ср}(б)}^2$ определяются из графика рис. 4.196 в зависимости от $\lg \sigma_{\text{экр}(б)}^1$, $\lg \sigma_{\text{экр}(б)}^2$.

Коэффициент неоднородности характеристик жесткости проводников

$$a = 1 - \left(\frac{\sigma_0^2 \varepsilon_0^2 - \sigma_0^1 \varepsilon_0^1}{\sigma_0^2 \varepsilon_0^2 + \sigma_0^1 \varepsilon_0^1} \right)^2. \quad (4.88)$$

Мультипликаторы частот боковых колебаний сосуда:

$$\lambda_0^2 = \frac{mS^2}{4J_0}; \quad \lambda_0^3 = \frac{mL^2}{4J_0}. \quad (4.89)$$

Обобщенный мультипликатор частот боковых колебаний сосуда ρ_0 , как наименьший корень кубического уравнения,

$$\rho^3 - \rho^2 [\lambda_0^2 (1 + e^2) + \lambda_0^3 + 1] + \rho [\lambda_0^3 \lambda_0^2 \times \\ \times (1 + e^2 q) + \lambda_0^3 q + \lambda_0^3] - \lambda_0^2 \lambda_0^3 q = 0. \quad (4.90)$$

Параметр демумльтипликационного резонанса μ_0 определяется из графика (см. рис. 4.197) в зависимости от $\lg (\sigma_{\text{экр}(б)}^1)_{\text{min}}$ по меньшему значению из $\sigma_{\text{экр}(б)}^1$ и $\sigma_{\text{экр}(б)}^2$.

Допустимый запас устойчивости:

$$[K_0] = 3,75 (1,3\mu_0 - 0,21) \text{ при } \mu_0 < 0,9; \\ [K_0] = 3,60 \text{ при } \mu_0 \geq 0,9. \quad (4.91)$$

Действительный запас устойчивости

$$K_0 = \frac{h^2 \rho_0 (\varepsilon_0^1 C_0^1 + \varepsilon_0^2 C_0^2)}{2\pi^2 (\mu_0)^2 (mv^2)} \geq [K_0]. \quad (4.92)$$

Если в результате расчета оказалось, что $K_0 < [K_0]$, то следует поступать, как рекомендовано выше при расчете запаса устойчивости движения сосуда по отношению к лобовым колебаниям.

При положительных результатах расчета $K_n > [K_n]$, $K_0 > [K_0]$ выбранные параметры конструкции армировки и сосуда обеспечат нормальную эксплуатацию подъемной установки на заданных режимах.

В заключение необходимо отметить, что рассчитанная по условию устойчивости движения армировка также обеспечивает необходимую прочность в отношении рабочих горизонтальных нагрузок.

Аналогичным образом может быть выполнен расчет и для армировки с односторонним расположением проводников.

Пример проверочного расчета армировки скипового ствола с двусторонними проводниками. Исходные данные: $P_c = 6470$ кгс; $P_{\text{гр}} = 12\,000$ кгс; $v = 1210$ см/с; $J_\phi = 9,7 \times 10^5$ кгс·см·с²; $J_\psi = 9,5 \cdot 10^5$ кгс·см·с²; $J_\psi = 9,8 \cdot 10^4$ кгс·см·с²; $J_{\text{рм}(л)} = 642$ см⁴; $J_0 = 15\,200$ см⁴; $L = A + B = 430 + 310 = 740$ см; $S = 171$ см; $h = 416,8$ см; крепь ствола — бетон марки 400.

Для рассматриваемой схемы армировки (рис. 4.198) с помощью номограммы (см. рис. 4.189, табл. 4.78 и 4.79) определены сле-

дующие конструктивные параметры армировки: проводники — рельсы Р50 ($J_{\pi} = 2037 \text{ см}^4$; $J_6 = 377 \text{ см}^4$), расстрелы — двутавровые балки I № 24 ($J_{z1} = 198 \text{ см}^4$; $F_1 = 34,8 \text{ см}^2$) и I № 36 ($J_{z2} = 516 \text{ см}^4$; $F_2 = 61,9 \text{ см}^2$).

Расчет фактических жесткостных характеристик армировки. Глубина заделки расстрелов:

$$t = \frac{2}{\beta}; \quad \beta = \sqrt[4]{\frac{\tau h_0}{4EJ_z} \cdot \frac{2 \cos \omega}{1 + \cos \omega}};$$

$$\beta_1 = \sqrt[4]{\frac{1000 \cdot 24}{4 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 198} \cdot \frac{2 \cos 45^\circ}{1 + \cos 45^\circ}} = 0,052 \frac{1}{\text{см}};$$

$$t_1 = \frac{2}{0,052} = 38 \text{ см};$$

$$\beta_2 = \sqrt[4]{\frac{1000 \cdot 24}{4 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 516} \cdot \frac{2 \cos 0^\circ}{1 + \cos 0^\circ}} = 0,054 \frac{1}{\text{см}};$$

$$t_2 = \frac{2}{0,054} = 37 \text{ см}.$$

Лобовые жесткости расстрелов:

$$C_{\pi}^1 = \frac{12EJ_{z1}l_1^3}{a_1^3 [4l_1^3 - a_1 (3l_1 - a_1)^2]} v_1 =$$

$$= 0,88 \frac{12 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 198 \cdot 240^3}{115^3 [4 \cdot 240^3 - 115 (3 \cdot 240 - 115)^2]} =$$

$$= 2920 \text{ кгс/см};$$

$$C_{\pi}^2 = \frac{12EJ_{z2}l_2^3}{a_2^3 [4l_2^3 - a_2 (3l_2 - a_2)^2]} v_2 +$$

$$+ \frac{8EJ_{\pi}}{h^3} = 0,9 \frac{12 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 516 \cdot 310^3}{185^3 [4 \cdot 310^3 - 185 (3 \cdot 310 - 185)^2]} +$$

$$+ \frac{8 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 2037}{416,8^3} = 3640 \text{ кгс/см},$$

где $v_1 = 0,88$ и $v_2 = 0,9$ — определяются из графика рис. 4.194;

$$C_{\pi} = \sqrt{C_{\pi}^1 C_{\pi}^2} = \sqrt{2920 \cdot 3640} = 3280 \text{ кгс/см}.$$

Боковые жесткости расстрелов:

$$C_6 = \frac{E}{\frac{a}{F} + a \frac{a^3}{4J_z l^3} [4l (3a^2 + l^2) - 3a (4l^2 + a^2)] + \Phi}$$

$$C_6^1 = \frac{2 \cdot 10^6}{\frac{115}{34,8} + \frac{115 \cdot 18,7^3}{4 \cdot 198 \cdot 240^3} [4 \cdot 240 (3 \cdot 115^2 + 240^2) - 3 \cdot 115 (4 \cdot 240^2 + 115^2)] + 8} =$$

$$= 46300 \text{ кгс/см};$$

$$C_6^2 = \frac{2 \cdot 10^6}{\frac{185}{61,9} + \frac{185 \cdot 20,1^3}{4 \cdot 516 \cdot 310^3} [4 \cdot 310 (3 \cdot 185^2 + 310^2) - 3 \cdot 185 (4 \cdot 310^2 + 185^2)] + 8} =$$

$$= 77600 \text{ кгс/см}.$$

Жесткостные характеристики скипа:

$$C_{c(\pi)} = \frac{720EJ_{\text{PM}(\pi)}}{L^3} = \frac{720 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 642}{740^3} =$$

$$= 2280 \text{ кгс/см};$$

$$C_{c(6)} = \frac{720EJ_{\text{PM}(6)}}{L^3} = \frac{720 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 15200}{740^3} =$$

$$= 54000 \text{ кгс/см}.$$

Обобщенные параметры системы, необходимые для расчета запаса устойчивости движения скипа по отношению к лобовым колебаниям:

$$\gamma_{\pi} = \frac{C_{\pi}}{C_{c(\pi)}} = \frac{3280}{2280} = 1,44;$$

$$\sigma_{\pi} = \frac{C_{\pi} h^3}{6EJ_{\pi}} = \frac{3280 \cdot 416,8^3}{6 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 2037} = 9,7;$$

$$\varepsilon_{\pi} = \frac{\varepsilon_{\text{ср}(\pi)}}{\gamma_{\pi} \varepsilon_{\text{ср}(\pi)} + 1} = \frac{0,97}{1,44 \cdot 0,97 + 1} = 0,405,$$

где $\varepsilon_{\text{ср}(\pi)} = 0,97$ — находится по значению $\lg \sigma$ из графика рис. 4.196,

$$\lambda_{\Phi}^2 = \frac{mL^2}{4J_{\Phi}} = \frac{18,8 \cdot 740^2}{4 \cdot 9,7 \cdot 10^6} = 2,65;$$

$$e = \frac{A - B}{A + B} = \frac{430 - 310}{430 + 310} = 0,163;$$

$$\rho_{\pi} = \frac{1}{2} \{ 1 + \lambda_{\Phi}^2 (1 + e^2) -$$

$$- \sqrt{[1 + \lambda_{\Phi}^2 (1 + e^2)]^2 - 4\lambda_{\Phi}^2} \} =$$

$$= \frac{1}{2} \{ 1 + 2,65 (1 + 0,163^2) -$$

$$- \sqrt{[1 + 2,65 (1 + 0,163^2)]^2 - 4 \cdot 2,65} \} = 0,95;$$

$$\sigma_{\text{экв}(\pi)} = \frac{\sigma_{\pi}}{1 + \gamma_{\pi}} = \frac{9,7}{1 + 1,44} = 3,98.$$

Параметр демультипликационного резонанса согласно графику (см. рис. 4.197)

$$\mu_{\pi} = 0,5.$$

Допустимый и действительный запасы устойчивости:

$$[K_{\pi}] = 3,75 (1,3\mu_{\pi} - 0,21) =$$

$$= 3,75 (1,3 \cdot 0,5 - 0,21) = 1,65;$$

$$K_n = \frac{C_{лел} h^2 \rho_n^2}{2\pi^2 (\mu_n)^2 (mv^2)} =$$

$$= \frac{3280 \cdot 0,405 \cdot 416,8^2 \cdot 0,95}{2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,5^2 \cdot 2,76 \cdot 10^7} = 1,70.$$

$$K_n > [K_n].$$

Обобщенные параметры системы, необходимые для расчета запаса устойчивости движения скипа по отношению к боковым колебаниям

$$\gamma_6^1 = \frac{C_6^1}{C_{с(6)}} = \frac{46\,300}{54\,000} = 0,86;$$

$$\gamma_6^2 = \frac{C_6^2}{C_{с(6)}} = \frac{77\,600}{54\,000} = 1,44;$$

$$\sigma_6^1 = \frac{C_6^1 h^3}{6EJ_6} = \frac{46\,300 \cdot 416,8^3}{6 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 377} = 741;$$

$$\sigma_6^2 = \frac{C_6^2 h^3}{6EJ_6} = \frac{77\,600 \cdot 416,8^3}{6 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 377} = 1242;$$

$$\sigma_{экв(6)}^1 = \frac{\sigma_6^1}{1 + \gamma_6^1} = \frac{741}{1 + 0,86} = 398;$$

$$\sigma_{экв(6)}^2 = \frac{\sigma_6^2}{1 + \gamma_6^2} = \frac{1242}{1 + 1,41} = 510;$$

$$\varepsilon_6^1 = \frac{\varepsilon_{ср(6)}^1}{1 + \gamma_6^1} = \frac{0,185}{1 + 0,86} = 0,100;$$

$$\varepsilon_6^2 = \frac{\varepsilon_{ср(6)}^2}{1 + \gamma_6^2} = \frac{0,160}{1 + 1,44} = 0,0665,$$

где $\varepsilon_{ср(6)}^1 = 0,185$ и $\varepsilon_{ср(6)}^2 = 0,160$ — находятся по значениям $\lg \sigma_{экв(6)}^1$ и $\lg \sigma_{экв(6)}^2$ из графика рис. 4.196;

$$q = 1 - \left(\frac{\sigma_6^2 \varepsilon_6^2 - \sigma_6^1 \varepsilon_6^1}{\sigma_6^2 \varepsilon_6^2 + \sigma_6^1 \varepsilon_6^1} \right)^2 =$$

$$= 1 - \left(\frac{1242 \cdot 0,0665 - 741 \cdot 0,1}{1242 \cdot 0,0665 + 741 \cdot 0,1} \right)^2 = 0,97;$$

$$\lambda_6^2 = \frac{mS^2}{4J_\theta} = \frac{18,8 \cdot 171^2}{4 \cdot 9,8 \cdot 10^4} = 1,41;$$

$$\lambda_6^3 = \frac{mL^2}{4J_\psi} = \frac{18,8 \cdot 740^2}{4 \cdot 9,47 \cdot 10^6} = 2,72;$$

$\rho_6 = 0,88$ — как наименьший корень кубического уравнения:

$$\rho^3 - \rho^2 [\lambda_\psi^2 (1 + e^2) + \lambda_\theta^2 + 1] +$$

$$+ \rho [\lambda_\psi^2 \lambda_\theta^2 (1 + e^2 q) + \lambda_\theta^2 q + \lambda_\psi^2] - \lambda_\psi^2 \lambda_\theta^2 q = 0;$$

$$\rho^3 - 5,20\rho^2 + 8,02\rho - 3,72 = 0.$$

Параметр демультипликационного резонанса $\mu_6 = 0,84$ — определен по графику (см. рис. 4.197) для $\lg (\sigma_{экв(6)})_{\min} = \lg \sigma_{экв(6)}^1$.

Допустимый и действительный запасы устойчивости:

$$[K_6] = 3,75 (1,3\mu_6 - 0,21) =$$

$$= 3,75 (1,3 \cdot 0,84 - 0,21) = 3,34;$$

$$K_6 = \frac{h^2 \rho_6 (e_6^1 C_6^1 + e_6^2 C_6^2)}{2\pi^2 (\mu_6)^2 (mv^2)} =$$

$$= \frac{416,8^2 \cdot 0,88 (0,1 \cdot 46\,300 + 0,0665 \cdot 77\,600)}{2\pi^2 \cdot 0,84^2 \cdot 2,76 \cdot 10^7} = 4,5;$$

$$K_6 > [K_6].$$

Следовательно, выбранные параметры жесткой армировки для рассмотренного подъема удовлетворяют условиям динамической устойчивости движения как по лобовым, так и по боковым колебаниям скипа.

Эластичные армировки

Этот вид армировки применяется в стволах, не подверженных значительным искривлениям для одно- и двухконцевых подъемов при размещении в стволе сосудов как одной, так и нескольких подъемных установок с максимальной скоростью движения до 12 м/с.

Конструктивно эластичная армировка шахтного ствола представляет собой систему навешенных вертикально канатов, обеспечивающих безопасное направленное движение подъемных сосудов.

Основная роль — направление движения сосуда возлагается на проводниковые канаты, число и место расположения которых определяется видом и грузоподъемностью сосуда. Связь сосуда с проводниками осуществляется при помощи кронштейнов с ведущими втулками, описанными в предыдущем параграфе.

Отбойные канаты являются элементами гарантии безопасности. Они предохраняют сосуд от возможных чрезмерных отклонений от нормального рабочего положения.

Из-за большой боковой податливости канатов, восстанавливающая поперечная сила которых не зависит от условий закрепления удаленных друг от друга концов, требуемая поперечная жесткость создается путем их соответствующего натяжения, пропорционального длине.

Отличные от жестких армировок с постоянным шагом жесткостные характеристики эластичных армировок обеспечивают весьма благоприятные условия взаимодействия сосуда с проводниками. Отсутствие периодически из-

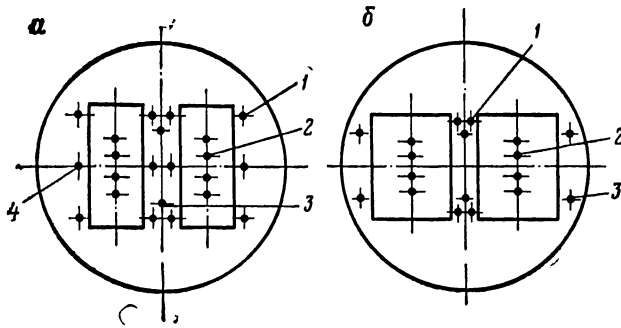


Рис. 4.199. Схемы расположения подъемных сосудов в стволах с эластичной армировкой:

1 — проводниковые канаты; 2 — головные канаты; 3 — отбойные канаты; 4 — тормозные канаты парашютного устройства

меняющейся жесткости с глубокой амплитудой модуляции исключает возможность возникновения в системе «сосуд—армирование» опасных резонансных явлений, подобных описанным выше.

К основным конструктивным узлам армировки с канатными проводниками относятся: проводниковые и отбойные канаты, их прицепные и натяжные устройства, натяжные грузы, вспомогательные жесткие проводники для фиксации сосудов у мест загрузки и разгрузки.

В качестве проводниковых канатов применяются, как правило, канаты закрытой конструкции диаметром 32 мм при высоте подъема до 600 м и диаметром 38,5 мм при высоте подъема до 900 м. При высоте подъема более 900 м целесообразно применять закрытые канаты диаметром 45 мм.

Предпочтительное применение закрытых канатов в качестве проводников обусловлено тем, что они имеют практически гладкую поверхность наружного слоя проволок, что снижает сопротивление движению направляющих втулок сосудов, а следовательно, уменьшает и степень износа.

Количество канатных проводников и схемы их размещения относительно подъемного сосуда весьма разнообразны и зависят от концевой нагрузки, глубины ствола, скорости движения сосуда, его формы и типа.

На рис. 4.199, а, б для примера приведены схемы армировок стволов клетевого и скипового подъемов.

В отечественной практике обычно применяются по четыре проводника на сосуд. При этом, для создания возможно большего противодействия осевому вращению подъемного сосуда вследствие раскручивания подъемных канатов, проводниковые канаты навешивают по возможности дальше один от другого и от оси головного подвесного устройства. С учетом вышеизложенного проводниковые канаты раз-

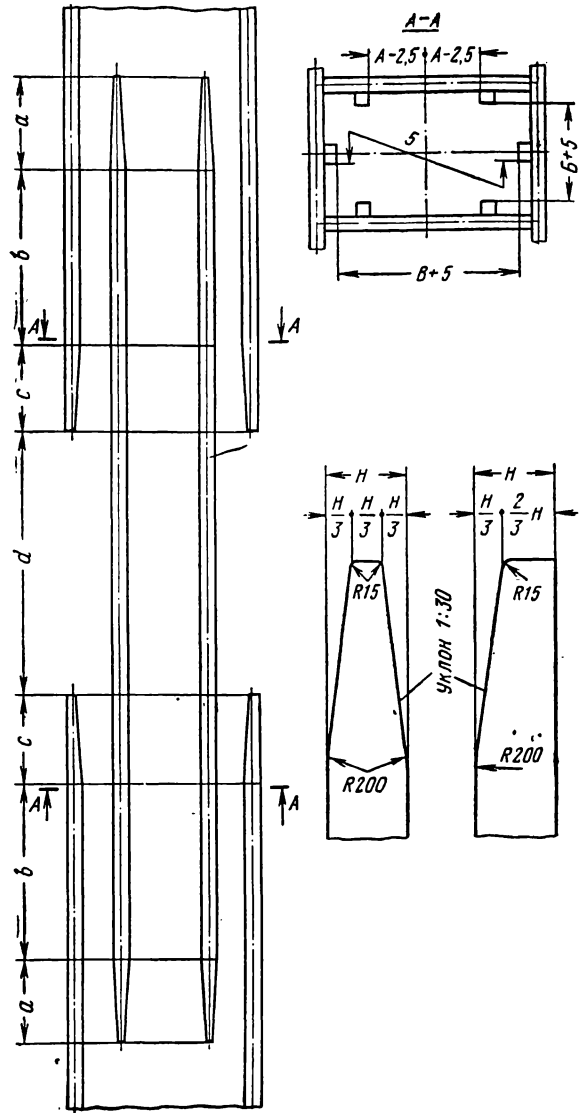


Рис. 4.200. Схема устройства системы вспомогательных проводников на промежуточном горизонте при армировке ствола с жесткими лобовыми проводниками:

а — заходные участки вспомогательных проводников; б — участки перекрытия проводников вспомогательных и рабочих; с — заходные участки рабочих проводников; d — высота разрыва рабочих проводников

мещают по два вдоль каждой длинной (в плане) стороны сосуда.

Назначение и условия работы отбойных канатов существенно отличаются от проводниковых, что и находит отражение в требованиях к ним и в схемах их размещения.

Отбойные канаты размещают между смежными подъемными сосудами. Каждая пара смежных сосудов ограждается не менее чем двумя отбойными канатами. Так как отбойные канаты в нормальном рабочем режиме не

взаимодействуют с направляющими устройствами сосуда, то они могут иметь прядевую конструкцию.

В качестве отбойных канатов в настоящее время применяют прядевые канаты диаметром 41 мм.

Применение отбойных канатов не обязательно, если сечение ствола позволяет разместить смежные сосуды на расстоянии, гарантирующем отсутствие их соударения.

Для придания проводниковым и отбойным канатам способности сопротивляться боковым воздействиям со стороны сосуда они постоянно должны находиться под значительным натяжением.

Наиболее надежным способом натяжения канатов, применяемым в настоящее время, является жесткое закрепление верхних концов канатов на копре и прикрепление к нижним концам натяжных грузов, размещаемых в зумпфе шахтного ствола.

Закрепление канатов на головке копра и к натяжным грузам осуществляется с помощью рычажно-клиновых коушей типа КРГ.

Для обеспечения устойчивого и постоянного положения подъемного сосуда в загрузочных и разгрузочных пунктах в стволе оборудуются вспомогательные жесткие проводники, которые не отличаются от описанных ниже вспомогательных проводников армировок с лобовыми жесткими проводниками. Их расположение определяется видом подъемных сосудов (клетки или скипы) и схемой размещения на них рабочих направляющих устройств.

Вспомогательные проводники жестких и эластичных армировок (переходные и фиксирующие устройства)

В стволах с рабочими канатными проводниками вспомогательные проводники устанавливаются на крайних коротких участках в местах фиксации подъемных сосудов для погрузочно-разгрузочных операций.

В стволах с жесткими армировками вспомогательные проводники, как правило, устанавливаются в сочетании с лобовыми проводниками на клетевых подъемах.

В первом случае подъемный сосуд во вспомогательные проводники входит на малой скорости и стопорится для погрузочно-разгрузочных операций.

Во втором случае вспомогательные проводники, установленные в станке околоствольного двора и в копре, выполняют те же функции, что и в первом случае, а устанавливаемые на промежуточных горизонтах кроме фиксации сосудов для манипуляций с грузами должны обеспечивать проход сосуда на макси-

мальной рабочей скорости, если остановка не требуется.

В практике может встретиться любое комбинационное сочетание видов и расположения рабочих и вспомогательных проводников (см. рис. 4.180).

На рис. 4.200 приведена схема и некоторые требования к конструкции сквозного переходного устройства, сооружаемого на промежуточном горизонте ствола с жесткой армировкой. На конечных участках ствола подобное устройство имеет соответственно только верхнюю или нижнюю часть сквозного переходного устройства.

Назначение, особенности устройства и эксплуатации вспомогательных проводников обуславливают ряд требований различного характера, предъявляемых к ним.

Концы всех жестких проводников в переходном устройстве должны иметь заходные уклоны, как показано на рис. 4.200 (участки *a*, *c*).

Торцы и заходные уклоны концов деревянных проводников должны обшиваться тонкой листовой сталью (декопиром). Крепежные детали стальной обшивки должны предохраняться от возможного соприкосновения с рабочими поверхностями вспомогательных направляющих сосуда.

Длина участка перекрытия жестких рабочих и вспомогательных проводников с полным профилем должна быть не менее длины подъемного сосуда. При канатных рабочих проводниках в переходном устройстве сосуд также фиксируется по всей высоте. Длина вспомогательных проводников в этом случае составляет не менее двух длин подъемного сосуда.

Свободная длина заходного участка проводника от его конца до места крепления к расстрелу не должна превышать 1 м.

Уклон рабочих поверхностей проводника на заходной части — не более 1/30.

Утонение конца проводника на одну сторону в торце заходной части должно составлять не менее трети поперечного размера проводника в соответствующем направлении.

Взаимное рассогласование осей всех проводников друг относительно друга в горизонтальной плоскости на участке перекрытия не должно превышать 5 мм.

Конструкция крепления вспомогательных проводников должна обеспечивать возможность регулировочных смещений в горизонтальной плоскости относительно расстрелов в пределах ± 20 мм и надежное их фиксирование после выверки.

Переход сосуда из рабочих проводников во вспомогательные и наоборот не должен сопровождаться заметными толчками.

1. Б а б а к Г. А. Развитие шахтных вентиляторных установок главного проветривания. — В кн.: «Горные машины и автоматика». М., «Недра», 1967, № 10, с. 73—80.
2. Б а б а к Г. А. Современное состояние и пути развития шахтного вентиляторостроения в СССР. — В кн.: «Вопросы горной механики». Киев, «Наукова думка», 1969, с. 183—189.
3. Б а б а к Г. А., М а р и н о в с к и й Э. С., Д я т л е н к о Н. М. Шахтная установка с центробежными вентиляторами ВЦ-25. Донецк, «Донбасс», 1968, 36 с.
4. Б а б а к Г. А., М а р и н о в с к и й Э. С. Высокоэкономичный центробежный вентилятор ВЦ-25. — «Уголь Украины», 1966, № 10, с. 31—32.
5. Б а б а к Г. А., П а к В. В., С т е ш е н к о В. А. Новые высокоэкономичные шахтные центробежные вентиляторы двустороннего всасывания. — В кн.: «Вопросы горной механики». М., «Недра», 1970, с. 60—67.
6. Б а б а к Г. А. Вентиляторы главного проветривания для глубоких шахт. В кн.: «Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции «Проблемы разработки угольных месторождений на больших глубинах». М., Минуглепром СССР, 1971, с. 37—42.
7. Б а б а к Г. А., Л е в и н Е. М., П а к В. В. Элементы шахтных вентиляторных установок главного проветривания. М., «Недра», 1972. 264 с.
8. Б а б а к Г. А., П а к В. В., Л е в и н Е. М. Основные направления развития шахтных вентиляторных установок главного проветривания. В кн.: «Совершенствование проветривания шахт». Новочеркасск, изд. НПИ, 1972, с. 107—108.
9. Б а б а к Г. А., П а к В. В., С т е ш е н к о В. А. Разработка аэродинамической схемы уникальной необмерзаемой вентиляторной установки с вентиляторами ВЦД-47. — В кн.: «Совершенствование проветривания шахт». Новочеркасск, изд. НПИ, 1972, с. 124—125.
10. Б а б а к Г. А., Б о г а т о в И. В. Шахтные центробежные вентиляторы с поворотными закрылками лопаток рабочего колеса. В кн.: «Вентиляторы общего и специального назначения». М., Изд. МДНТП и ЦАГИ, 1973, с. 27—32.
11. Б а б а к Г. А., С т е ш е н к о В. А. Разработка и исследование двустороннего центробежного вентилятора ЦЗ8-23. — «Изв. вузов, Горный журнал», 1964, № 10, с. 137—141.
12. Б о г о м о л о в Н. А., А д а м О. В., Р о м а н о в М. П. «Насос 5МС-6 для участка вододолива шахт. — «Уголь Украины», 1972, № 1, с. 25—26.
13. Б о г о м о л о в Н. А., Б ы к о в с к и й Е. В., Р о м а н о в М. П. Кислотоупорный насос 5МСК-7. — «Уголь Украины», 1973, № 12, с. 45—46.
14. Б о г о м о л о в Н. А., В о л о в и к Е. А. Насос ЦНСК 500—800 для шахт Кизелевского бассейна. — В кн.: «Горные машины и автоматика». М., «Недра», 1970, № 5, с. 55—57.
15. Б о г о м о л о в Н. А. Закономерности снижения характеристик насоса 6МСК-7 во времени эксплуатации. — В кн.: «Горные машины и автоматика». М., «Недра», 1973, № 7, с. 28—29.
16. Б о г о м о л о в Н. А. Количественные показатели надежности насоса 5МС-10 и пути их повышения. — «Уголь», 1975, № 3, с. 43—45.
17. Б о г о м о л о в Н. А., Н е ч у ш к и н Г. М., П р о с к у р и н А. П. Количественные показатели надежности, долговечности и качества высокооборотных насосов 4МС-10 и пути их существенного повышения. — «Уголь Украины», 1970, № 9, с. 36—38.
18. Б о р и с е н к о К. С. Взрывы в компрессорных установках. Киев, «Наукова думка», 1973, 104 с.
19. Б о ч а р о в К. П., В и н н и к А. И., К о в а л е в с к а я В. И. Регулируемый электропривод центробежного вентилятора ВЦД-32. — В кн.: «Угольное и горнорудное машиностроение». М., НИИинформтяжмаш, 1968, № 2—68—2, с. 11—15.
20. Б о ч а р о в К. П. Регулируемый электропривод шахтных центробежных вентиляторов ВЦД-32 и ВЦД-40. — В кн.: «Автоматизированный электропривод в народном хозяйстве». М., «Энергия», 1971, с. 285—287.
21. Б о ч а р о в К. П., К о в а л е в с к а я В. И. Электропривод и электрооборудование вентиляторных установок главного проветривания. — В кн.: «Горные машины и автоматика». М., «Недра», 1967, № 10, с. 80—82.
22. В е т р о в А. П., Г а р к у ш а Н. Г., Д в о р н и к о в В. И. Численный метод определения устойчивости движения шахтного подъемного сосуда. В кн.: «Динамика и прочность машин», вып. 10. Харьков. Изд. ХГУ, 1969, с. 130—134.
23. В р е м е н н а я инструкция по расчету количества воздуха, необходимого для проветривания угольных шахт. М., «Недра», 1966, 56 с.
24. Г а р к у ш а Н. Г., Д в о р н и к о в В. И. Исследования совместных поперечных колебаний канатов и подъемного сосуда. — «Прикладная механика», т. III, вып. 7. Киев, «Наукова думка», 1967, с. 133—136.
25. Г а р к у ш а Н. Г., Д в о р н и к о в В. И. К методике расчета жесткой армировки шахтных стволов. — «Шахтное строительство», 1969, № 2, с. 6—9.
26. Г а р к у ш а Н. Г., Х р а м о в А. А. Повышение надежности и долговечности элементов жестких армировок вертикальных стволов шахт. — «Шахтное строительство», 1972, № 3, с. 7—11.

27. Гаркуша Н. Г., Дворников В. И. Рациональный выбор параметров подъемных сосудов и жестких армировок вертикальных стволов. — «Шахтное строительство», 1968, № 1, с. 4—8.
28. Гаркуша Н. Г., Дворников В. И. Стыки в проводниках жесткой армировки ствола. — «Шахтное строительство», 1970, № 3, с. 6—9.
29. Гаркуша Н. Г., Дворников В. И., Храмов А. А. Исследования влияния головного и хвостового канатов на горизонтальные колебания подъемного сосуда. — В кн.: «Вопросы горной механики». М., «Недра», 1970, с. 136—144.
30. Гаркуша Н. Г. Исследование устойчивости движения шахтного подъемного сосуда в проводниках жесткой армировки вертикального ствола и расчет рациональных параметров системы «сосуд—армировка». Автореферат на соиск. уч. степени д-ра техн. наук. Днепропетровский горный институт. 1970. 40 с.
31. Государственный комитет цен при Госплане СССР. Тарифы на электрическую и тепловую энергию, отпускаемую энергосистемами и электростанциями Министерства энергетики и электрификации СССР. Прейскурант № 09—01. М., Прейскурантгиз, 1966, 320 с.
32. Дзидзигури А. А., Матикашвили Т. И. Неустойчивая работа вентиляторов и способы ее предупреждения. М., «Недра», 1965, 96 с.
33. Димашко А. Д., Гершиков И. Я., Кривевич А. А. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины. Справочник. М., «Недра», 1974, 363 с.
34. Дулян В. С. Конструкции, технические и аэродинамические характеристики шахтных осевых и центробежных вентиляторов. — В кн.: «Энциклопедический справочник. Горное дело», т. 8. М., Госгортехиздат, 1960, с. 240—263.
35. Залесов О. А. Армировка вертикальных стволов шахт и ее исследование на электронных моделирующих установках. М., «Недра», 1965. 220 с.
36. Инструкция по ревизии, наладке и испытаниям шахтных вентиляторов главного проветривания. М., Госэнергоиздат, 1963. 192 с.
37. Использование многоканатных подъемных машин для проходки стволов. М., ЦНИЭИуголь, 1972. 66 с. Авт.: С. И. Быдеровский, С. С. Меликсетов, А. Ф. Новиков и др.
38. Ковалевская В. И., Бондаренко А. Д., Быков А. И. Повышение экономичности и надежности шахтных вентиляторов. М., ЦНИЭИуголь, 1958. 96 с.
39. Ковалевская В. И., Бондаренко А. Д. Центробежный вентилятор ВЦ-32. — В кн.: «Угольное и горнорудное машиностроение». М., НИИинформтяжмаш, 1966, вып. 8, с. 13—15.
40. Ковалевская В. И., Спивак В. А., Бочаров К. П. Центробежный вентилятор ВЦД-32. — В кн.: «Угольное и горнорудное машиностроение». М., НИИинформтяжмаш, 1968, № 2-68-2, с. 7—11.
41. Ковалевская В. И., Бондаренко А. Д. Центробежный вентилятор ВЦД-40. — В кн.: «Угольное и горнорудное машиностроение». М., НИИинформтяжмаш, 1968, № 2-68-2, с. 3—7.
42. Ковалевская В. И., Спивак В. А., Бабак Г. А. Шахтный центробежный вентилятор с экономичной настройкой на заданный вентиляционный режим. — «Уголь», 1970, № 10, с. 60—62.
43. Ковалевская В. И., Спивак В. А. Крупнейшая необмерзаемая вентиляторная установка ВЦД-47 «Север». — «Горный журнал», 1973, № 6, с. 53—54.
44. Коддингтон Э. А., Левинсон Н. Теория обыкновенных дифференциальных уравнений. Перевод с англ. Левитан Б. М. М., «Иностран. лит.», 1958. 476 с.
45. Мощный вентилятор местного проветривания ВМ-12М. — «Горный журнал», 1972, № 12, с. 54—55. Авт.: С. К. Иванов, И. А. Раскин, Б. З. Балтер, Л. П. Хильченко.
46. Найдено И. С., Соломенцев А. И. Барабан для многослойной навивки каната. Авт. свид. № 382062. «Бюллетень изобретений...», 1972, № 6.
47. Насосы. Термины и определения. ГОСТ 17398—72. М., Изд-во стандартов, 1972. 36 с.
48. Насосы центробежные многоступенчатые секционные. ГОСТ 10407—70. М., Изд-во стандартов, 1970. 13 с.
49. Нестеров П. П., Почтовенко Ю. Е. О профилировании канавок барабанов рудничных подъемных машин при многослойной навивке канатов. — «Изв. вузов, Горный журнал». Свердловск, 1967, № 3, с. 52—55.
50. Новая технология сооружения шахтных стволов. М., «Недра», 1965, 114 с. Авт.: И. А. Полуэктов, С. С. Меликсетов, В. Т. Сапронов и др.
51. Новые высокоэкономичные шахтные центробежные вентиляторы. — В кн.: «Вопросы горной механики». М., «Недра», 1967, с. 8—18. Авт.: Г. А. Бабак, В. В. Пак, Э. С. Мариновский, В. А. Стешенко.
52. Новый центробежный вентилятор ВЦД-32. — «Уголь», 1969, № 9, с. 51—52. Авт.: Г. А. Бабак, В. В. Пак, В. А. Стешенко, В. И. Ковалевская.
53. Новый проходческий вентилятор высокого давления ВЦП-16. — «Шахтное строительство», 1966, № 4, с. 5—7. Авт.: Г. А. Бабак, К. Ф. Пастернак, А. Д. Бондаренко, М. А. Вареник.
54. Новый высокоэкономичный проходческий вентилятор. — «Шахтное строительство», 1968, № 9, с. 8—9. Авт.: Г. А. Бабак, В. В. Пак, В. А. Стешенко, А. М. Гамаюнов.
55. Новые моноблочные насосы для участкового водоотлива шахт. — «Уголь Украины», 1969, № 4, с. 35—36. Авт.: Г. М. Нечушкин, Н. А. Богомолов, О. В. Адам, М. Е. Флюс.
56. О взрывах воздушных компрессоров на шахтах. — «Безопасность труда в промышленности», 1971, № 6, с. 15—18. Авт.: В. А. Сумченко, Л. Н. Архангельский, А. М. Имшенецкий, Н. М. Пашков.

57. Определение коэффициента влияния материала крепи ствола на жесткостные характеристики расстрелов армировки. — В кн.: «Вопросы горной механики». М., «Недра», 1967, с. 176—181. Авт.: Н. Г. Гаркуша, А. П. Ветров, В. И. Дворников, Н. И. Шилинговский.
58. Опыт автоматизации шахтных компрессорных станций (Обзор). М., «Недра», 1965. 54 с. Авт.: Л. Н. Архангельский, Б. Х. Богопольский, Ю. С. Ковалев и др.
59. Опыт эксплуатации шахтных центробежных вентиляторов. М., ЦНИЭИуголь, 1971, 80 с. Авт.: А. Д. Бондаренко, В. И. Ковалевская, В. А. Спивак и др.
60. Пак В. С., Бабак Г. О. Высокоэкономичный вдицентровый вентилятор Ц35-20. «Доповіді АН УРСР», 1959, № 12, с. 1322—1325.
61. Пак В. С., Бабак Г. А. Центробежные вентиляторы ИГД АН УССР с профилированными лопатками. — В кн.: «Труды ИГД АН УССР». Киев, 1961, № 7, с. 10—24.
62. Пастернак К. Ф., Сенников В. Ф., Раскин И. А. Новый реверсивный вентилятор ВОД-40 для главного проветривания шахт. — «Угольное и горнорудное оборудование». М., НИИинформтяжмаш, 1972, № 7, с. 44—46.
63. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. М., «Недра», 1973. 512 с.
64. Правила устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок воздухопроводов и газопроводов. Утверждены Госгортехнадзором СССР 7 декабря 1971 г. М., «Металлургия», 1973. 32 с.
65. Раскин И. А. Новые вентиляторы для шахт и рудников. М., «Недра», 1955. 112 с.
66. Раскин И. А., Пастернак К. Ф. Шахтные вентиляторы главного проветривания. — В кн.: «Машины и оборудование для механизации и автоматизации трудоемких процессов в угольной промышленности». М., «Недра», 1968, вып. 4, с. 170—180.
67. Раскин И. А. Новые вентиляторы для проветривания шахт. — «Безопасность труда в промышленности», 1970, № 1, с. 39—41.
68. Раскин И. А., Иванов С. К., Хильченко Л. П. Промышленные испытания новых вентиляторов местного проветривания ВМ-6М. — «Угольное и горнорудное оборудование». М., НИИинформтяжмаш, 1972, № 21, с. 23—29.
69. Раскин И. А., Иванов С. К., Хильченко Л. П. Пневматические вентиляторы местного проветривания ВМП-5М и ВМП-6М. — В кн.: «Горные машины и автоматика», М., «Недра», 1970, № 3 (120), с. 21—24.
70. Раскин И. А. Шахтные вентиляторы и вентиляторные установки. — В кн.: «Справочник по рудничной вентиляции». М., Госгортехиздат, 1962, с. 508—688.
71. Соломенцев А. И. Барабан для многослойной навивки канатов. — В кн.: «Горные машины и автоматика». М., «Недра», ЦНИЭИуголь, 1972, вып. 7, с. 18—21.
72. Фарфоровский Б. С., Пятов Я. Н. Проектирование охладителей для систем производственного водоснабжения. Л.—М., Госстройиздат, 1960. 171 с.
73. Центробежный вентилятор двустороннего всасывания ВЦД-40. — Экспресс-информация ЦНИЭИуголь «Угольная промышленность», 1968, № 8, с. 1—6. Авт.: Г. А. Бабак, В. И. Ковалевская, В. В. Пак, В. А. Стещенко.
74. Центробежные компрессорные машины. Каталог-справочник. М., НИИинформтяжмаш, 1970, 214 с.
75. Шахтные вентиляторы главного и местного проветривания. Каталог-справочник. М., НИИинформтяжмаш, 1971. 196 с.
76. Шахтный центробежный вентилятор двустороннего всасывания ВЦД-16. — «Уголь Украины», 1968, № 11, с. 30—31. Авт.: Г. А. Бабак, В. В. Пак, В. А. Стещенко, А. М. Гамаюнов.
77. Шахтный осевой реверсивный вентилятор встречного вращения — «Уголь Украины», 1969, № 10, с. 48—49. Авт.: Е. М. Левин, И. В. Клепиков, И. В. Брусиловский и др.
78. Шахтные вентиляторы. Киев, «Техника», 1972, 292 с. Авт.: Ш. И. Қалиш, И. Т. Цуцки, Е. М. Курченко и др.
79. Шахтная подъемная установка. Авт. свид. № 233198. «Бюллетень изобретений...», 1969, № 2, Авт.: А. Ф. Новиков, И. А. Полуэктов, С. С. Меликсетов и др.
80. Шахтные компрессоры (монтаж, наладка, испытание). Киев, «Техника», 1973. 172 с. Авт.: В. Д. Ветер, В. Я. Павленко, Р. Н. Никифоренко, А. М. Имшенецкий.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.		Стр.
Предисловие (Б. Ф. Братченко)	3	Глава 2	
Глава 1	7	Водоотливные установки	79
Вентиляторные установки	7	§ 1. Назначение, основные параметры и расчет водоотливных установок (П. Ф. Беликов, Г. М. Нечушкин)	79
§ 1. Назначение, аэродинамические характеристики и выбор шахтных вентиляторов. Назначение вентиляторных установок и типы вентиляторов (В. С. Дулин)	7	§ 2. Насосы главного водоотлива (Н. А. Богомолов, Е. А. Воловик)	86
Аэродинамические характеристики (В. С. Дулин)	8	Насосы ЦНС 180-85...425, ЦНСК 180-85...425, ЦНС 300-120...600 и 8МСК-7	86
Работа вентиляторов на шахтную сеть (В. С. Дулин)	11	Насосы ЦНС 105-98...490 и ЦНС 180-476...680	91
Выбор главных и вспомогательных вентиляторов (Г. А. Бабак)	14	Насос ЦНС 300-700...1000	93
Выбор вентиляторов местного проветривания (В. В. Пак)	15	Насос 12МС-7	95
		Насос ЦНСК 500-160...800	97
		Насосы ЦНС 180-500...900 и ЦНС 300-780...1300	99
§ 2. Главные и вспомогательные центробежные вентиляторы	21	§ 3. Насосы участкового водоотлива (Н. А. Богомолов, А. В. Клушин, Е. А. Воловик)	101
Вентилятор центробежный ВЦПД-8УМ (В. В. Пак)	21	Насосы ЦНС 38-50...250, 5МС-7 и ЦНСК 60-40...200	101
Вентилятор центробежный ВЦП-16 (В. В. Пак)	23	Насосы ЦНС 38-44...220, ЦНС-60-198...330 и 4МСК-10	105
Вентиляторы центробежные ВЦ-11 и ВШЦ-16 (Г. А. Бабак)	25	Насос К-60	107
Вентилятор центробежный ВЦД-16 (Г. А. Бабак)	28	Насос ЦНМ 1-60-100	108
Вентилятор центробежный ВЦ-25 (Г. А. Бабак)	30	§ 4. Вспомогательные насосы (Н. А. Богомолов, Е. А. Воловик)	110
Вентилятор центробежный ВЦ-32 (В. И. Ковалевская)	33	Турбонасос Н-1М	110
Вентилятор центробежный ВЦЗ-32 (В. И. Ковалевская)	37	Винтовые насосы 1В20/10, 1В20/5 и 1В6/5	112
Вентилятор центробежный ВЦД-32М (В. И. Ковалевская)	39	Насосы 4НДв-60, 5НДв-60, 6НДв-60, 6НДс-60 и 8НДв2-60	115
Вентилятор центробежный ВЦД-40 (В. И. Ковалевская)	42	Центробежные консольные насосы 2К-6, 3К-6, 4К-6 и 4К-8	119
Вентилятор центробежный ВЦД-47 (В. И. Ковалевская)	45	Шламовые насосы	122
		Насосы ШН2-200-1, ШН-150-1, ВШН-150 и 6Ш-8	122
		Насосы 8МШ-8, 8С-8, 10С-8, 5МШ-1 и 8Ш-8	125
§ 3. Главные и вспомогательные осевые вентиляторы	48	§ 5. Эксплуатация шахтных центробежных насосов (П. Ф. Беликов, Г. М. Нечушкин)	128
Вентилятор осевой ВОД-11 (И. А. Раскин)	48	Установка и монтаж	128
Вентилятор осевой ВОД-16 (И. В. Клепаков)	51	Подготовка насосов к пуску	129
Вентиляторы осевые реверсивные ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 (И. А. Раскин)	54	Пуск насоса в работу	130
		Уход за насосами во время работы	130
§ 4. Вентиляторы местного проветривания	59	Основные неисправности насоса и способы их устранения	131
Вентиляторы ВМ-3М и ВМ-4М (С. К. Иванов)	59		
Вентиляторы ВМ-5М и ВМ-6М (С. К. Иванов)	61	Глава 3	
Вентиляторы ВМ-8М и ВМ-12М (С. К. Иванюв)	64	Компрессорные установки	133
Пневматические вентиляторы ВКМ-200А, ВМП-3М, ВМП-4, ВМП-5М и ВМП-6М (С. К. Иванов)	66	§ 1. Назначение, основные параметры и выбор компрессорных установок (Л. Н. Архангельский, К. С. Борисенко)	133
Глушители шума типа ГШ для вентиляторов местного проветривания (С. К. Иванов)	69	Рабочие процессы и характеристики	133
Вентилятор центробежный ВЦ-7 (В. В. Пак)	71	Основные параметры	135
		Выбор компрессоров	136
§ 5. Эксплуатация вентиляторных установок	73	§ 2. Поршневые компрессоры (В. И. Дегтярев)	138
Эксплуатация вентиляторов главного проветривания (Г. А. Бабак)	73	Компрессор 4М10-100/8	138
Эксплуатация вентиляторов местного проветривания (В. В. Пак)	76	Компрессор 2М10-50/8	141

§ 3. Центробежные компрессоры (В. И. Дегтярев)	141	§ 4. Шахтные подъемные машины с одним бицилиндрическим разрезным барабаном (И. П. Ковалевский)	234
Компрессор К-500-61-1	141		
Компрессор К-250-61-2	145		
Компрессор ЦК-115/9	145	§ 5. Многоканатные подъемные машины	
§ 4. Передвижные компрессоры (В. И. Дегтярев)	149	Многоканатная подъемная машина ЦШ 2,1×4 (И. С. Найдено, М. А. Гольдин, В. А. Ильин)	239
Компрессор ЗИФ-Ш8-5	149	Многоканатная подъемная машина МК2,25×4 (И. С. Найдено, М. А. Гольдин, В. А. Ильин)	242
§ 5. Вспомогательное оборудование компрессорных установок (К. С. Борисенко, Л. Н. Архангельский)	154	Многоканатная подъемная машина МК3,25×4 (А. Ф. Новиков, В. А. Ильин)	242
Всасывающие фильтры	154	Многоканатные подъемные машины МК4×4 и ЦШ4×4 (А. Ф. Новиков)	247
Концевые охладители и воздухохорники	157	Многоканатная подъемная машина МК5×4 (А. Ф. Новиков)	253
Системы охлаждения	158	Многоканатная подъемная машина ЦШ5×4 (А. Ф. Новиков, В. А. Ильин)	257
Контрольно-измерительные приборы и устройства защиты	160	Многоканатная подъемная машина ЦШ5×8 (А. Ф. Новиков, В. А. Ильин)	259
Регуляторы производительности	162	Унифицированные узлы и детали (А. Ф. Новиков)	264
Глушители шума	165	Приспособления для обслуживания многоканатных подъемных машин (А. Ф. Новиков)	271
§ 6. Эксплуатация компрессорных установок (К. С. Борисенко, Л. Н. Архангельский)	166	Комплекты оборудования для проходки шахтных стволов (А. Ф. Новиков)	273
Правила безопасной эксплуатации	166	Отклоняющие шквивы (И. С. Найдено)	277
Предотвращение взрывов	168	Пружинные грузовые пневматические тормозные устройства многоканатных подъемных машин (И. С. Найдено)	280
Глава 4		Тормозное устройство многоканатной подъемной машины МШ5×8 (И. С. Найдено)	285
Подъемные установки	170	Редукторы многоканатных подъемных машин (И. С. Найдено)	288
§ 1. Назначение, условия работы и выбор типа подъемных машин (И. С. Найдено)	170	§ 6. Устройства управления и защиты подъемных машин (А. А. Белоцерковский)	290
Выбор типа подъемной машины	170	Аппараты контроля хода и защиты подъемных машин	291
Выбор максимальной скорости подъема	170	Пульты управления подъемных машин	299
Выбор подъемного каната и определение статических усилий	171	Сельсинные указатели глубины	302
Выбор размера органа навивки каната	172	Бесконтактные концевые выключатели	304
Определение приведенной массы подъемной установки	172	Ограничители скорости подъема	306
Кинематика подъема (для пятипериодной диаграммы скорости)	172	Электрические регуляторы давления тормозных систем шахтных подъемных машин	309
Определение мощности подъемного электродвигателя	174	§ 7. Эксплуатация подъемных машин (И. С. Найдено)	313
Особенности выбора многоканатных подъемных машин	175	Органы навивки канатов	314
§ 2. Шахтные одно- и двухбарабанные подъемные машины с диаметром барабана до 3,5 м (А. Д. Димашко)	177	Механизмы перестановки барабанов	314
Шахтные подъемные машины Ц-1,2×1 и 2Ц-1,2×0,8 с диаметром барабана 1,2 м	177	Тормозные устройства	315
Шахтные подъемные машины Ц-1,6×1,2 и 2Ц-1,6×0,8 с диаметром барабана 1,6 м	183	Редукторы	318
Шахтные подъемные машины Ц-2×1,5 и 2Ц-2×1,1 с диаметром барабана 2 м	188	Устройства защиты подъемных машин	319
Шахтные подъемные машины 1×2,5×2 и 2×2,5×1,2 с диаметром барабана 2,5 м	193	Дополнительные защиты и блокировки подъемных машин с приводом по системе Г—Д	321
Шахтные подъемные машины 1×3×2У и 2×3×1,5У с диаметром барабана 3 м	198	Дополнительные защиты и блокировки многоканатных подъемных машин	321
Шахтные подъемные машины Ц-3,5×2А и 2Ц-3,5×1,7А с диаметром барабана 3,5 м	202	§ 8. Назначение и конструкция канатов подъемных установок (В. И. Дворников, В. И. Бережинский)	322
Тормозные устройства (И. С. Найдено, Н. И. Растарасов)	207	§ 9. Выбор и расчет канатов (В. И. Дворников, В. И. Бережинский)	325
§ 3. Крупные шахтные подъемные машины НКМЗ (И. П. Ковалевский, В. А. Крацов, Г. П. Белый)	217	Канаты барабанных подъемных машин	325
Шахтные подъемные машины с одним цилиндрическим разрезным барабаном (В. А. Крацов, Г. П. Белый)	217	Канаты подъемных машин со шквивами трения	334
Двухбарабанные подъемные машины (В. А. Крацов, Г. П. Белый)	223	Уравновешивающие канаты	337
Тормозные устройства (И. С. Найдено)	230	§ 10. Канаты в вертикальных шахтных стволах (В. И. Дворников, В. И. Бережинский)	339
		Проводниковые и отбойные канаты	339
		Тормозные и амортизационные канаты	340

§ 11. Эксплуатация шахтных канатов (В. И. Дворников, В. И. Бережинский)	344	Подвесные устройства для сосудов наклонных подъемов	385
Контроль состояния подъемных канатов	346	Подвесные устройства для проходческих подъемных сосудов	386
Канатные дефектоскопы	350	§ 15. Шахтные парашюты (Н. Г. Гаркуша)	388
Дефектоскоп ДСК-УБ	352	§ 16. Направляющие устройства шахтных подъемных сосудов вертикальных стволов (Н. Г. Гаркуша)	394
§ 12. Подъемные сосуды вертикальных стволов (Н. Г. Гаркуша)	352	Башмаки скольжения	396
Скипы	354	Непрерывные корытообразные направляющие Роликовые направляющие устройства	398
Клетя	361	Направляющие устройства сосудов в стволах с канатными проводниками	400
§ 13. Подъемные сосуды наклонных стволов (Н. Г. Гаркуша)	367	Вспомогательные направляющие устройства	405
Скипы	368	§ 17. Армировки вертикальных стволов (Н. Г. Гаркуша)	408
Клетя	370	Жесткие армировки	408
Вагонетки для перевозки людей	373	Эластичные армировки	430
§ 14. Подвесные устройства шахтных подъемных сосудов (Н. Г. Гаркуша)	375	Вспомогательные проводники жестких и эластичных армировок (переходные и фиксирующие устройства)	431
Прицепные устройства	376	Список литературы	433
Головные подвесные устройства для сосудов одноканатного вертикального подъема	378		
Головные подвесные устройства для сосудов многоканатного подъема	382		

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ ШАХТ

Под общей редакцией
Б. Ф. БРАТЧЕНКО

Редакторы издательства

О. Н. Кожина, Т. А. Антонова

Оформление художника

В. М. Лукьянова

Художественный редактор

О. Н. Зайцева

Технический редактор

В. В. Максимова

Корректоры

А. А. Передерникова, Э. А. Ляхова

Сдано в набор 14/XII 1976 г. Подписано в печать 12/IV 1977 г.

Т-06070. Формат 84×108¹/₁₆. Бумага № 2. Печ. л. 27,5.

Усл. п. л. 46,2. Уч.-изд. л. 50,36. Тираж 11400 экз.

Заказ 1433/5203-12. Цена 3 р. 21 к.

Издательство «Недра», 103633, Москва, К-12,
Третьяковский проезд, 1/19

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко 10.

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

В издательстве

„Недра„

готовятся

к печати

новые книги

Интересующие Вас книги Вы можете приобрести в местных книжных магазинах, распространяющих научно-техническую литературу, или заказать через отделы «Книга-почтой» магазинов:

№ 17 — 199178, Ленинград, В. О. Средний проспект, 61

№ 59 — 127412, Москва, Коровинское шоссе, 20

КОМПЛЕКСНАЯ механизация и автоматизация производственных процессов на поверхности угольных шахт.

20 л., 1 р. 22 к. Авт.: Лурье З. С., Соколов В. Н., Каждан С. М., Нейенбург Э. Я.

В книге рассматриваются вопросы комплексной механизации и автоматизации производственных процессов в надшахтных зданиях главного и вспомогательного стволов, технологическом комплексе первичной обработки угля (горной массы) и погрузочно-складских комплексах. Рассмотрена организация ремонтной службы, материальных складов и службы лесоскладского хозяйства. Представлены конструкции машин и механизмов для механизации и автоматизации производственных процессов, даны указания по выбору оборудования и примеры его компоновки.

Обобщен опыт, накопленный в угольной промышленности, по созданию и эксплуатации механизированных и автоматизированных систем.

Книга предназначена для инженерно-технических работников угольной промышленности: эксплуатационников, проектировщиков и конструкторов.

АКУТИН К. Г., ФИЛИППОВИЧ Е. И., ШОЙХЕТ Л. А.

Управление воздухораспределением в шахтной вентиляционной сети.

7 л., 37 к.

Книга посвящена разработке математического обеспечения для управления шахт в стационарном режиме. Дана характеристика шахтной вентиляционной сети, как объекта автоматического управления, рассмотрены основные задачи определения параметров стационарного режима проветривания, приведен обзор известных методов определения параметров стационарного режима проветривания шахт.

Рассмотрены методы задания информации о топологии сетевых систем, определена область применения матричных и списочных методов, даны списочные алгоритмы построения системы независимых контуров в сложных шахтных вентиляционных сетях.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, связанных с управлением проветривания и автоматизацией этого процесса.