

Р. Н. ХАДЖИКОВ

ГОРНАЯ МЕХАНИКА

ИЗДАНИЕ ПЯТОЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования СССР
в качестве учебника для горных техникумов*



ИЗДАТЕЛЬСТВО «НЕДРА»
Москва, 1973

УДК [622.673.1 + 621.63 + 621.65 + 621.51] (075)

Хаджиков Р. Н. Горная механика. Изд. 5-е, перераб. и доп.
М. «Недра», 1973, с. 424

В книге описаны шахтные вентиляторные, водоотливные, пневматические и подъемные установки, приведены основные сведения по теории, конструкции, эксплуатации и выбору установок.

Книга предназначена в качестве учебника для учащихся горных техникумов и может быть использована инженерно-техническими работниками горной промышленности.

Таблиц 23, иллюстраций 252, список литературы — 88 названий.

X $\frac{0373-84}{043(01) - 73}$ 326-73

ПРЕДИСЛОВИЕ

Директивами XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1971—1975 годы предусмотрено: «В угольной промышленности довести добычу угля в 1975 году до 685—695 млн. тонн. Завершить в основном техническое перевооружение предприятий на основе комплексной механизации и автоматизации производственных процессов. . .».

Большое значение для увеличения производственных мощностей и улучшения технико-экономических показателей шахт имеет бесперебойная работа шахтных стационарных установок — вентиляторных, водоотливных, пневматических и подъемных. Совершенствование этих установок, сложность их конструкций и особенности эксплуатации предъявляют высокие требования к теоретической подготовке лиц, руководящих участками энергомеханической службы шахт.

Учебник «Горная механика» в пятом издании значительно переработан в связи с развитием стационарных установок за последние десять лет, а также совершенствованием методики преподавания курса горной механики. В учебнике, основу которого составляют лекции автора, приведены теория, конструкции, особенности эксплуатации и примеры расчета установок.

Последовательность изложения материала и объем его по каждой части учебника соответствуют новой программе курса «Горная механика» для горных техникумов, утвержденной Министерством высшего и среднего специального образования СССР.

В подготовке книги к настоящему изданию большую помощь автору оказал инж. С. А. Бутаков, которым написаны заново или переработаны в первой части главы II (кроме § 5), IV, VII (кроме § 3), VIII и XI, во второй части в главе II § 1 и 4, в третьей части глава I (кроме § 1, 4, 6 и 7), в главе VI § 4 и 6, а также расчеты установок, приведенные в конце каждой части учебника.

Значительный объем графического материала в книге выполнен Г. А. Петренко. Автор выражает благодарность С. А. Бутакову и Г. А. Петренко за оказанную помощь в работе над книгой.

ВВЕДЕНИЕ

В курсе «Горная механика» изучается крупное шахтное стационарное оборудование, к которому относятся вентиляторные, водоотливные, пневматические и подъемные установки.

Вентиляторная установка служит для подачи воздуха в шахту. Различают главную установку, предназначенную для вентиляции всех выработок шахты, и установку частичного (местного) проветривания для вентиляции глухих забоев.

Главная вентиляторная установка (рис. 1) соединяется каналом 2 с вентиляторным стволом 3 шахты, закрытым сверху клапаном 4. При работе вентилятора создается разрежение, благодаря чему воздух под атмосферным давлением поступает в главный ствол 5 шахты, омывает, как показано стрелками, выработки, и выбрасывается в атмосферу через вентиляционный ствол 3 и вентилятор 1. В данном случае вентилятор высасывает воздух из шахты, но вентиляцию можно осуществлять и нагнетанием воздуха в шахту с помощью вентилятора.

Вентиляторная установка для глухих забоев состоит из вентилятора 6, нагнетающего по трубопроводу 7 воздух в забой 8.

Вес воздуха, транспортируемого в шахту вентиляторами, в 4—6 раз, а иногда в 14 раз больше веса добываемого угля.

Развитие вентиляторных установок характеризуется следующими этапами: поршневые вентиляторы — центробежные вентиляторы с паровыми и асинхронными двигателями — осевые и новые центробежные вентиляторы с синхронными двигателями.

Водоотливная установка служит для откачки воды из шахты на поверхность. Различают участковую установку для откачки воды от участка или группы участков до уровня околоствольного двора шахты и главную установку для выдачи воды с уровня околоствольного двора на поверхность.

Насос 9 участковой установки (см. рис. 1) транспортирует воду по трубопроводу 10, проложенному по уклону шахты, на уровень околоствольного двора. Далее по канавкам вода поступает в водосборник 11 главной установки, откуда она одним из насосов 12 транспортируется по трубопроводу 13 на поверхность. В глубоких

шахтах воду иногда откачивают с нижнего горизонта на промежуточный, а затем уже на поверхность. Вес транспортируемой воды из шахты в 2—7 раз, а иногда до 40 раз более веса добываемого угля.

Для развития водоотливных установок характерны следующие этапы. Поршневые подземные насосы с приводом через штангу, расположенную в стволе, от паровых машин, установленных на поверхности, — поршневые насосы с расположенными под землей паровыми машинами — центробежные насосы с быстроходными электродвигателями.

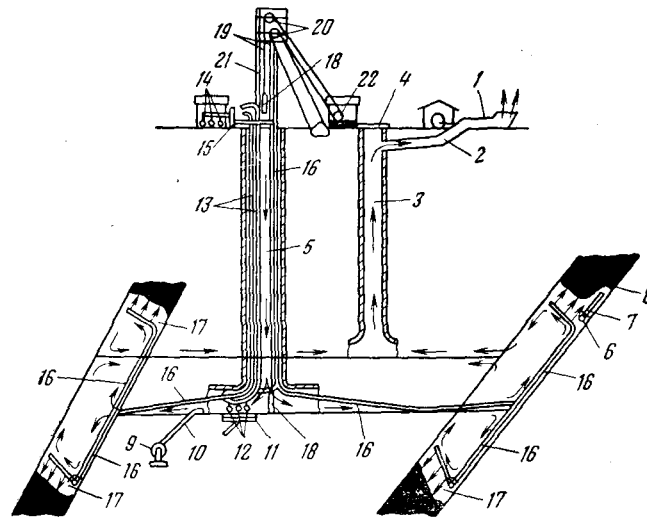


Рис. 1. Схема шахтных вентиляторной, водоотливной, пневматической и подъемной установок

Поршневые и центробежные насосы относятся к группе машин-нагнетателей, в которую также входят: а) ротационные (шестеренные, винтовые, водокольцевые) насосы, основанные на принципе поршневых насосов; б) осевые и вихревые насосы, работающие по принципу центробежных насосов; в) пневматические и паровые водоподъемники — эрлифты, принцип работы которых основан на вытеснении жидкости давлением пара (или сжатого воздуха) или же на образовании более легкой, чем вода, смеси воды и сжатого воздуха, вытесняемой давлением столба воды; г) струйные насосы, работающие по принципу превращения скоростной энергии в энергию давления и обратно при прохождении жидкости через расширяющиеся или сужающиеся насадки.

Основными производителями вентиляторов и насосов для наших шахт являются заводы горного машиностроения Артемовский, Каменский, Ясногорский, Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева.

Пневматическая установка предназначена для получения сжатого воздуха, используемого при работе комбайнов, отбойных и бурильных молотков, лебедок, участковых вентиляторов и насосов.

Около половины горных предприятий СССР используют сжатый воздух, при помощи которого добывается 20% всего угля. На шахтах, где основным видом энергии для добычи угля является сжатый воздух, на его выработку расходуется около 50% всей потребляемой электроэнергии.

Сжатый воздух в шахтных условиях имеет существенное преимущество — взрывобезопасность, но по сравнению с электрической энергией он во много раз дороже и его труднее передавать на расстояние.

Пневматическая установка (см. рис. 1) состоит из компрессоров 14, вырабатывающих сжатый воздух, воздухоотборника 15, воздухопровода 16, по которому транспортируется сжатый воздух, и потребителей сжатого воздуха 17.

Развитие основного элемента пневматической установки — компрессора — шло по пути использования поршневых, ротационных и центробежных машин. Наибольшее применение в шахтных условиях нашли поршневые компрессоры, а при большом потреблении сжатого воздуха используются турбокомпрессоры, в последнее время начали применять винтовые компрессоры.

Поршневые компрессоры для шахт изготавливают Пензенский компрессорный завод, Московский завод «Борец», Сумской завод им. М. В. Фрунзе, Краснодарский завод и другие, турбокомпрессоры — Невский завод им. В. И. Ленина, Хабаровский завод «Энергомаш».

Подъемная установка (см. рис. 1) предназначенная для транспортирования по стволу шахты полезного ископаемого, людей и грузов, состоит из подъемных сосудов 18, подъемных канатов 19, копровых шкивов 20, копра 21 и подъемной машины 22.

Подъемная установка изменялась и совершенствовалась от бадьи до скипов, от пенькового до металлического каната, от примитивных деревянных барабанов до бидилиндроконических барабанов и барабанов многоканатного подъема, от мускульного привода до электрического, от ручного управления до автоматического.

Механическая часть подъемных установок изготавливается в СССР Новокраматорским машиностроительным заводом им. В. И. Ленина (НКМЗ) и Донецким машиностроительным заводом им. Ленинского комсомола Украины (ДМЗ), а электрическая — Харьковским электромеханическим заводом им. 50-летия Великой Октябрьской социалистической революции (ХЭМЗ).

При изготовлении стационарных установок большое значение имеют теоретические положения горной механики.

Одной из первых научных работ, посвященных горному и горнозаводскому промыслу, была рукопись М. В. Ломоносова «Первые основания горной науки» (1742 г.), переработанная затем в книгу «Первые основания металлургии или рудных дел» (1763 г.).

В 1754 г. членом русской Академии наук Л. Эйлером было выведено основное уравнение центробежного колеса, имевшее большое значение в развитии турбомашин.

В 1832 г. горный инженер А. А. Саблуков (1783—1857 гг.) изобрел и применил на Чагирском медном и серебряном руднике (Алтай) центробежный вентилятор, а в 1835 г. — центробежный насос. В XIX веке профессорами Петербургского горного института А. И. Узатисом (1814—1875 гг.), П. А. Ольшевым (1817—1896 гг.), И. А. Тиме (1838—1920 гг.) и другими были разработаны основные положения горной механики как науки.

Благодаря работам академиков М. М. Федорова (1867—1945 гг.) и А. П. Германа (1874—1954 гг.) были созданы теоретические основы всех разделов горной механики (вентиляторных, водоотливных, пневматических и подъемных установок), получившие дальнейшее развитие в трудах чл.-корр. АН СССР А. С. Ильичева (1898—1952 гг.), акад. В. С. Пака (1888—1965 гг.), проф. В. Б. Уманского (1905—1947 гг.), проф. Г. М. Еланчика и др.

На основе вихревой теории крыла Н. Е. Жуковского (1847—1921 гг.) советские ученые ЦАГИ создали теорию осевых вентиляторов и рациональную конструкцию их.

В конструировании надежных центробежных насосов большую роль сыграли труды акад. Г. Ф. Проскуры, разработавшего вихревую теорию центробежных насосов, которая явилась дальнейшим развитием вихревой теории крыла Н. Е. Жуковского.

На основе теории пневматических установок, в которую внес большой вклад проф. А. С. Ильичев, созданы надежные конструкции поршневых и центробежных компрессоров.

Для развития теории шахтных подъемных установок большое значение имело выведенное в 1913 г. акад. М. М. Федоровым основное динамическое уравнение подъемных систем, которое явилось аналитической основой при проектировании подъемных установок. В 1925—1930 гг. были проведены исследования по нахождению наиболее выгодного режима работы подъемной машины, благодаря которым стало возможным провести типизацию и стандартизацию подъемного оборудования. Позже решались важные вопросы об аппаратуре управления и защиты, об автоматизации управления подъемными машинами, над которыми работали горняки, электрики и машиностроители.

Достигнутые успехи в области стационарных установок являются результатом коллективного творчества научно-исследовательских и проектных институтов — ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского, ИГМ и ТК им. М. М. Федорова, ВНИИГидромаш, ЛенНИИхиммаш, Донгипрошахт, Гипроуглемаш, Гипронисэлектрошахт — и машиностроительных заводов.

Надежные, безопасные и экономичные советские стационарные установки сыграли большую роль в развитии горной промышленности СССР, которая вносит огромный вклад в создание могучей материально-технической базы коммунизма.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ
**ШАХТНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ
И ВОДООТЛИВНЫЕ УСТАНОВКИ**

Г л а в а I

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТУРБОМАШИН

**§ 1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ТУРБОМАШИН И ВЕЛИЧИНЫ,
ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ИХ РАБОТУ**

В шахтной практике применяются турбомашины — машины с лопаточными (лопастными) колесами для транспортирования текучего тела (вентиляторы, насосы) и для сжатия воздуха (турбокомпрессоры).

По конструкции и характеру движения текучего тела относительно оси рабочего колеса турбомашины делятся на центробежные и осевые.

Центробежная турбомашина (рис. 2) состоит из рабочего колеса 1 с лопатками 2 и обтекателем 3, вала 4, подшипников 5, спирального диффузора 6, всасывающего патрубка 7 и последующего диффузора 8 (в насосах последующий диффузор не применяется).

При вращении колеса по направлению стрелки частицы текучего, находящиеся в межлопаточных каналах, под действием лопаток приходят в движение и, перемещаясь вдоль лопаток от входа в колесо к выходу из него, выбрасываются с некоторым запасом потенциальной и кинетической энергии в спиральный диффузор. В постепенно расширяющемся спиральном диффузоре кинетическая энергия текучего частично преобразовывается в потенциальную энергию, в давление — напор, который еще больше увеличивается в последующем диффузоре. Текучее поступает в рабочее колесо непрерывно, так как в центре колеса при работе турбомашины создается разрежение. Обтекатель необходим для безударного подвода текучего к лопаткам.

Описанная турбомашина имеет одно рабочее колесо одностороннего всасывания, т. е. текучее подводится к колесу с одной стороны (рис. 2, а). Для увеличения производительности (подачи) применяются рабочие колеса с двусторонним всасыванием, т. е. с двусторонним подводом текучего (рис. 2, б).

Существуют также многоколесные турбомашины с несколькими рабочими колесами, закрепленными на одном валу. Для увеличения

производительности применяются турбомашины с параллельным соединением колес, при котором текучее всасывается в каждое колесо и из колес выбрасывается в общий трубопровод. Для увеличения давления (напора) применяются турбомашины с последовательным соединением нескольких колес, при котором текучее последовательно проходит через все рабочие колеса 1 (рис. 3) и расположенные между ними невращающиеся лопаточные направляющие

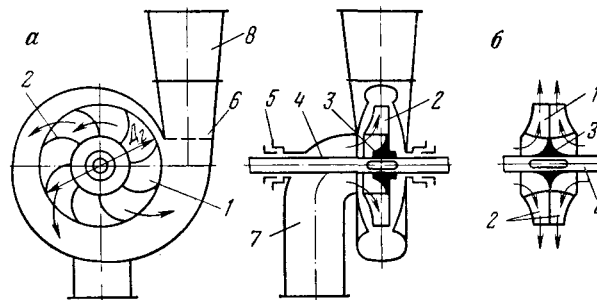


Рис. 2. Центробежная одноколесная турбомашинa:
а — с односторонним всасыванием; б — с двусторонним всасыванием

аппараты 2, где кинетическая энергия текучего частично преобразовывается в потенциальную.

Осевая турбомашинa (рис. 4) состоит из рабочего колеса в виде втулки 1 с лопатками 2, вала 3, кожуха 4 с коллектором 5, переднего обтекателя 6, спрямляющего аппарата 7, диффузора

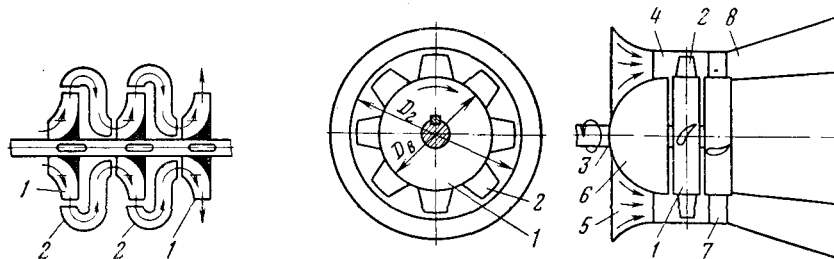


Рис. 3. Последовательное соединение рабочих колес турбомашин

Рис. 4. Осевая турбомашинa

8 и подшипников. Лопатки относительно втулки закреплены под некоторым углом. При вращении рабочего колеса в направлении, показанном на рис. 4 стрелкой, благодаря воздействию лопаток на текучее происходит приращение напора, необходимое для движения текучего: у входа в колесо возникает разрежение, а за колесом — давление. За рабочим колесом устанавливается спрямляющий аппарат, который служит для раскручивания потока текучего, выходящего из колеса закрученным. Назначение диффузора то же, что и в центробежной турбомашине.

Описанная осевая турбомашина одноколесная. Однако, как и центробежная, она может быть многоколесной, обычно с последовательным соединением колес. Между рабочими колесами устанавливается неподвижный лопаточный направляющий аппарат, а за последним колесом — такой же конструкции спрямляющий аппарат.

В центробежной турбомашине текучее входит в колесо вдоль оси, а выходит в плоскости вращения колеса, а в осевой — текучее движется вдоль оси колеса.

Основным элементом турбомашин является рабочее колесо, которое воспринимает передаваемую от двигателя работу и передает ее посредством лопаток потоку текучего, у которого при этом увеличивается давление.

Увеличение давления текучего, необходимое для его движения в присоединенном к турбомашине трубопроводе, происходит благодаря гидроаэродинамическим силам, возникающим от динамического воздействия лопаток вращающегося колеса на поток текучего.

Лопатка рабочего колеса представляет собой крыло — слегка изогнутое, удобно обтекаемое тело с хорошо закругленной набегающей на поток частью и заостренным концом, а рабочее колесо — решетку из таких совместно работающих крыльев.

Работу турбомашин характеризуют:

производительность — подача — расход Q , т. е. количество транспортируемого турбомашинной текучего в единицу времени, измеряемое в объемных ($\text{м}^3/\text{сек}$, $\text{м}^3/\text{мин}$, $\text{м}^3/\text{ч}$) или в весовых ($\text{кгс}/\text{сек}$, $\text{кгс}/\text{мин}$, $\text{кгс}/\text{ч}$) единицах; согласно ГОСТ применительно к вентиляторам принят термин производительность, а к насосам — подача;

давление — напор H , создаваемый турбомашинной; единицей измерения давления принята высота столба жидкости (воды, ртути, спирта и т. д.), $\text{кгс}/\text{м}^2$ или атмосферы — физическая (атм) и техническая (ат).

При измерении давления по высоте столба жидкости следует иметь в виду, что эта высота при неизменном давлении обратно пропорциональна удельному весу γ жидкости.

Физическая атмосфера — это среднее давление атмосферного воздуха на уровне моря при 0°C , равное $10\,333 \text{ кгс}/\text{м}^2$ и соответствующее высоте ртутного столба 760 мм или высоте водяного столба 10,33 м.

Техническая атмосфера — это давление, равное $10\,000 \text{ кгс}/\text{м}^2$ (или $1 \text{ кгс}/\text{см}^2$) и соответствующее высоте ртутного столба 736 мм или высоте водяного столба 10 м, измеряемое при помощи депрессиометра и других приборов.

Давление, создаваемое вентилятором, измеряется в $\text{кгс}/\text{м}^2$ ($1 \text{ кгс}/\text{м}^2 = 1 \text{ мм вод. ст.}$). Давление, создаваемое насосом, измеряется с помощью манометра в $\text{кгс}/\text{см}^2$ (ат).

Различают избыточное давление, т. е. избыток измеряемого манометром давления над барометрическим давлением окружа-

ющей среды, и абсолютное давление, равное сумме барометрического и измеренного манометром избыточного давления.

Мощность N , потребляемая турбомашинной, при электрических двигателях измеряется в киловаттах, а при тепловых и пневматических — в лошадиных силах ($1 \text{ квт} = 102 \text{ кгс} \cdot \text{м/сек}$; $1 \text{ л. с.} = 75 \text{ кгс} \cdot \text{м/сек}$);

к. п. д. η турбомашинной — отношение идеальной мощности, необходимой для транспортирования текучего, к мощности, фактически потребляемой турбомашинной;

скорость вращения n рабочего колеса турбомашинной за единицу времени (число оборотов в минуту).

§ 2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОМАШИНЫ

Рабочие процессы в вентиляторах и насосах сходны, так как можно считать, что процессы в таких машинах протекают при постоянной плотности текучих тел: вода практически не сжимается (при увеличении давления на 1 ат объем воды уменьшается на 0,00005 первоначального объема) и плотность воздуха тоже можно

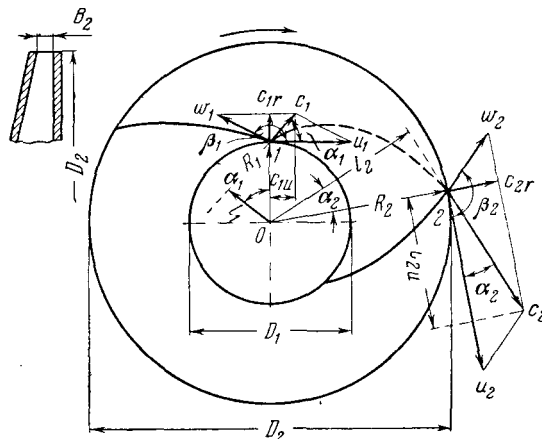


Рис. 5. Скорости на входе и выходе рабочего колеса центробежной турбомашинной

принять постоянной (максимальное давление, создаваемое вентилятором, обычно не превосходит 500 кгс/м^2).

Зависимость между теоретической производительностью Q_t центробежной турбомашинной и создаваемым турбомашинной теоретическим давлением H_t устанавливается при предположении отсутствия вредных сопротивлений в турбомашинной, утечек текучего через неплотности и наличия в рабочем колесе бесконечно большого числа лопаток бесконечно малой толщины. В таком случае поток текучего разделится бы лопатками на элементарные струйки.

Частица текучего в межлопаточном канале участвует одновременно в переносном движении, вращаясь вместе с колесом с окружной скоростью u , и в относительном движении, передвигаясь вдоль лопатки с относительной скоростью w , направленной по отношению к скорости u под углом β (рис. 5). Геометрическая сумма скоростей u и w называется абсолютной скоростью s частицы текучего. Скорость s относительно скорости u направлена под углом α .

Положение начального 1 и конечного 2 элементов лопатки определяет характер движения текучего в межлопаточном канале. Положение элементов устанавливается величиной угла β_1 на входе в колесо (окружность диаметром D_1) и угла β_2 на выходе текучего из колеса (окружность диаметром D_2).

На рисунке показана диаграмма скоростей на входе и выходе и траектория 1—2 абсолютного движения частицы текучего. Векторы абсолютной скорости на любых радиусах колеса будут касательными к кривой 1—2.

При идеальном процессе в турбомашине мощность N , переданная на вал турбомашин, полностью передается потоку и определяется как произведение момента M приложенных к потоку внешних сил на угловую скорость ω вращения рабочего колеса

$$N = Q\gamma H_\tau = M\omega, \quad (1)$$

откуда

$$H_\tau = \frac{M\omega}{Q\gamma}. \quad (2)$$

В соответствии с теоремой момента количества движения установившегося потока, согласно которой изменение момента количества движения от M_1 до M_2 массы m , протекающей в 1 сек от одного сечения к другому, равно моменту M внешних сил, приложенных к потоку между этими сечениями (применительно к рис. 5 начальное и конечное сечения потока — элементы круговых соосных цилиндров с диаметром основания соответственно D_1 и D_2), имеем

$$M = M_2 - M_1 = mc_2 l_2 - mc_1 l_1.$$

Учитывая, что $m = \frac{Q\gamma}{g}$ и выражая из соответствующих треугольников плечи l_1 и l_2 через радиусы R_1 и R_2 , получим

$$M = \frac{Q\gamma}{g} (R_2 c_2 \cos \alpha_2 - R_1 c_1 \cos \alpha_1).$$

Если значение M из этого выражения подставить в выражение для H_τ и иметь в виду, что $\omega R_2 = u_2$, а $\omega R_1 = u_1$, то получим основное уравнение центробежной турбомашин, выведенное Л. Эйлером,

$$H_\tau = \frac{1}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1). \quad (3)$$

Проекция скорости на окружную скорость u , т. е. $c_u = c \cos \alpha$, называется скоростью закручивания. Следовательно,

$$H_T = \frac{1}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (4)$$

В осевой турбомашине окружные скорости на входе и выходе на любом радиусе одинаковы (см. рис. 11), т. е. $u_2 = u_1 = u$ и поэтому

$$H_T = \frac{1}{g} u (c_{2u} - c_{1u}). \quad (5)$$

Скорость закручивания на выходе c_{2u} — скорость, создаваемая рабочим колесом, а скорость c_{1u} — скорость закручивания потока, имевшаяся уже на входе в колесо.

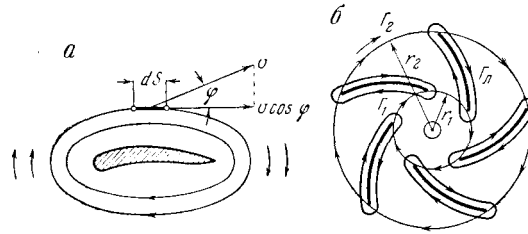


Рис. 6. Схема вихревого движения (циркуляции) по контуру лопатки: *а* — осевой турбомашин; *б* — центробежной турбомашин

При $c_{1u} = 0$, т. е. когда поток входит на лопатки колеса незакрученным, соответственно для центробежных и осевых турбомашин

$$H_T = \frac{1}{g} u_2 c_{2u}; \quad (6)$$

$$H_T = \frac{1}{g} u c_{2u}. \quad (7)$$

В формулах (6) и (7) напор выражен в метрах столба транспортируемого текучего, и, таким образом, эти формулы применимы к насосам.

Давление вентиляторов измеряется в кгс/м² (мм вод. ст.) и поэтому в формулах (3)—(7) вместо $\frac{1}{g}$ надо ввести множитель ρ — плотность воздуха.

При рассмотрении завихренного движения текучего, возникающего при обтекании потоком лопатки, устанавливается понятие о циркуляции скорости (рис. 6).

Если взять в потоке замкнутый контур и разбить его на малые элементы dS , то при скорости v , направленной под углом φ к контуру, элементарная циркуляция (рис. 6, *а*) выразится формулой

$$d\Gamma = v \cos \varphi dS, \quad (8)$$

а циркуляция по всему замкнутому контуру формулой

$$\Gamma = \int v \cos \varphi dS. \quad (9)$$

В частном случае, когда контуром будет окружность радиусом r , а скорость вихревого потока u направлена по касательной к окружности (рис. 6, б),

$$\Gamma = 2\pi r^2 \omega, \quad (10)$$

где $\omega = \frac{u}{r}$ — угловая скорость.

Согласно формуле (9) циркуляция на входе в рабочее колесо и на выходе из него определяется соответственно

$$\Gamma_1 = 2\pi r_1 c_{1u}; \quad (11)$$

$$\Gamma_2 = 2\pi r_2 c_{2u}. \quad (12)$$

В связи с затратой мощности в турбомашине изменяется скорость закручивания потока от c_{1u} до c_{2u}

$$\Delta\Gamma = \Gamma_2 - \Gamma_1 = 2\pi (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) = \frac{2\pi}{\omega} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (13)$$

Подставляя значение $(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})$ из выражения (13) в формулу (4), получим

$$H_T = \frac{\Gamma \omega}{2\pi g}, \quad (14)$$

где $\Gamma = \Delta\Gamma = \Gamma_n Z$ — суммарная циркуляция, создаваемая рабочим колесом с числом лопаток Z .

Уравнение (14) является второй формой основного уравнения турбомашин, причем для вентиляторов в формулу (14) вместо $\frac{1}{g}$ подставляется плотность воздуха ρ .

Теоретическая производительность центробежной турбомашинны получается как произведение площади выходного живого сечения $\pi D_2 b_2$ рабочего колеса (см. рис. 5) без учета стеснения его лопатками на радиальную скорость c_{2r} — проекцию скорости c_2 на направление радиуса

$$Q_T = \pi D_2 b_2 c_{2r}, \quad (15)$$

где b_2 — ширина рабочего колеса на выходе.

При осевых турбомашиннах выходное сечение потока равно площади, ометаемой лопатками, а теоретическая производительность этих турбомашин — произведению этой площади на осевую скорость c_a , представляющую собой проекцию скорости c на осевое направление (см. рис. 11)

$$Q_T = c_a \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_b^2), \quad (16)$$

где D_2 — диаметр рабочего колеса;
 D_b — диаметр втулки.

Для нахождения теоретической индивидуальной характеристики турбомашин, т. е. зависимости между теоретическим давлением H_T и теоретической производительностью Q_T при известных размерах турбомашин и определенной скорости вращения ее рабочего колеса имеем (см. рис. 5)

$$c_{2u} = u_2 + c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

На основании этого выражения и формулы (15)

$$c_{2u} = u_2 + \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Затем, подставляя значение c_{2u} в формулу (6), получаем

$$H_T = \frac{1}{g} u_2^2 + \frac{1}{g} u_2 \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} Q_T. \quad (17)$$

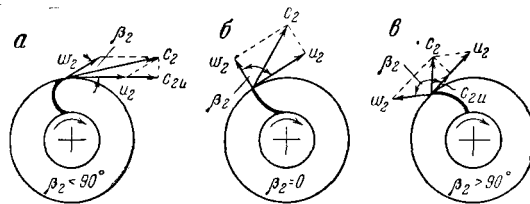


Рис. 7. Рабочие колеса центробежных турбомашин с различными типами лопаток

Применительно к осевым турбинам

$$H_T = \frac{1}{g} u^2 + \frac{1}{g} u \frac{\operatorname{ctg} \beta}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)} Q_T, \quad (18)$$

где β — угол притекания потока на выходе (см. рис. 11).

В идеальной центробежной турбомашине (работающей без потерь) при $n = \text{const}$ угол $\beta_2 = \text{const}$, так как траектория движения частицы течения не меняется на изменение давления и производительности турбомашин остается постоянной благодаря наличию бесконечно большого числа лопаток бесконечно малой толщины.

Рабочие колеса центробежных турбомашин бывают: 1) с лопатками, загнутыми вперед, у которых $\beta_2 < 90^\circ$, т. е. $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$ (рис. 7, а); 2) с радиальными лопатками, у которых $\beta_2 = 90^\circ$, т. е. $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ (рис. 7, б); 3) с лопатками, загнутыми назад, у которых $\beta_2 > 90^\circ$, т. е. $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$ (рис. 7, в). В соответствии с этим и на основании выражения (17) в координатных осях производительности Q_T и давления H_T (рис. 8) строятся теоретические индивидуальные характеристики турбомашин.

При $Q_T = 0$ для всех типов рабочих колес

$$H_T = \frac{1}{g} u_2^2.$$

Из рис. 8 видно, что при увеличении производительности Q_T давление H_T турбомашин с колесами, имеющими лопатки, загнутые вперед, возрастает, при радиальных лопатках остается постоянным, а при лопатках, загнутых назад, падает.

В отношении увеличения давления колеса с лопатками, загнутыми вперед, предпочтительнее. Однако наибольшая скорость c_2 была в колесах с лопатками, загнутыми вперед, а наименьшая — в колесах с лопатками, загнутыми назад (см. рис. 7, а); для уменьшения потерь желательно, чтобы скорость c_2 была меньше, однако не менее известного предела, так как при уменьшении c_2 уменьшается H_T . Значения c_2 , обеспечивающие максимальный к. п. д. колеса, имеют место при $155^\circ > \beta > 130^\circ$, т. е. при лопатках, загнутых назад. Минимальный к. п. д. будет при лопатках, загнутых вперед.

Шахтные вентиляторы по сравнению с насосами характеризуются значительными производительностями и небольшими давлениями, поэтому приходится иметь колесо большого диаметра. В центробежных вентиляторах желательно иметь одно колесо во избежание больших габаритов вентилятора в горизонтальном направлении. В центробежных вентиляторах небольшой, а иногда и средней производительности применяются колеса с лопатками, загнутыми вперед, при этом несколько снижается к. п. д., который в известной степени компенсируется применением последующего диффузора. В вентиляторах большой производительности применяются рабочие колеса с лопатками, загнутыми назад, обеспечивающие более высокий к. п. д.

Шахтные насосы по сравнению с вентиляторами характеризуются значительными давлениями и небольшими подачами. Поэтому приходится иметь несколько последовательно соединенных колес небольших размеров. Для насосов применяются колеса с лопатками, загнутыми назад. Такого же типа колеса применяются для турбокомпрессоров.

Теоретическая индивидуальная характеристика осевой турбомашин по формуле (18) изобразится в координатах $Q_T - H_T$ нисходящей прямой.

Действительная индивидуальная характеристика турбомашин представляет собой зависимость между действительным давлением H и действительной производительностью Q турбомашин при известных размерах машины и определенной скорости вращения рабочего колеса. Действительное давление меньше теоретического из-за потерь давления в турбомашине, зависящих от: 1) конечного числа лопаток колеса; 2) трения

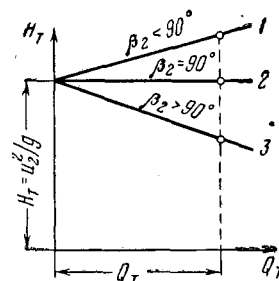


Рис. 8. Теоретические индивидуальные характеристики турбомашин:

1 — с рабочим колесом, имеющим лопатки загнутые вперед; 2 — то же, с радиальными лопатками; 3 — то же, с лопатками, загнутыми назад

текучего о стенки и лопатки турбомашин на поворотах при преобразовании кинетической энергии текучего в давление; 3) потерь на удар от вихревых движений текучего внутри турбомашин.

В реальной турбомашине, имеющей известное число лопаток определенной толщины, скорости текучего по сечению данного радиуса различны, а давление у передней стороны лопатки выше, чем у задней стороны; поток текучего на выходе из колеса скошен в сторону, обратную направлению вращения.

Опыты ЦАГИ показали, что при производительности турбомашин меньше нормальной, поток (рис. 9, а) прижимается к передней стороне 1 лопатки центробежного колеса, а у ее задней стороны 2 образуется завихренная зона 3. При очень малой производительности поток перетекает из одного канала в другой. При большой производительности поток (рис. 9, б) прижимается к задней стороне лопатки 2, а у передней стороны 1 возникает завихренная

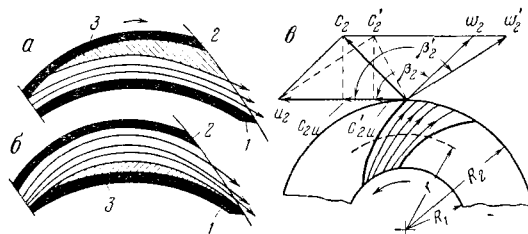


Рис. 9. Движение текучего в межлопаточном канале (а, б) и скорости на выходе из колеса при конечном числе лопаток (в)

зона 3. Оторвавшаяся при входе в канал от передней стороны лопатки часть потока скапливается на выходе в сторону, обратную направлению вращения. Вихревая зона оказывается замкнутой, так как эта часть потока снова встречает переднюю сторону лопатки. Поэтому относительная скорость w_2' у передней стороны лопатки не касательна к лопатке и по величине больше теоретической w_2 , фактический угол β_2' больше теоретического угла β_2 (рис. 9, в). Следует иметь в виду, что и при нормальной производительности межлопаточный канал полностью не заполнен текучим.

Таким образом, действительная скорость закручивания c_{2u}' меньше теоретической c_{2u} при неизменной радиальной скорости c_{2r} , а создаваемое рабочим колесом давление с учетом конечного числа лопаток меньше, чем полученное по формуле (4), т. е. $H_{т.к} = k_{ц} H_{т}$. Коэффициент $k_{ц} < 1$ называется коэффициентом циркуляции.

Действительная производительность турбомашин также меньше теоретической из-за утечек через неплотности в турбомашине. Кривую действительной индивидуальной характеристики можно получить, если из ординат теоретического давления $H_{т}$ вычесть орди-

наты потерь давления $H_{п.д.}$, соответствующие тем же производительностям (рис. 10).

Отношение действительного давления к теоретическому называется гидравлическим к. п. д. турбомашин, который изменяется с изменением производительности турбомашин.

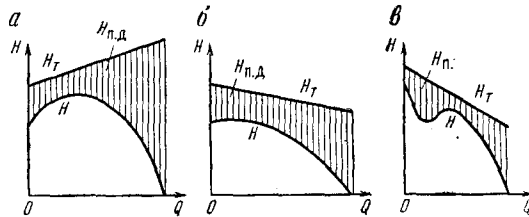


Рис. 10. Формы действительных индивидуальных характеристик турбомашин:
 а — центробежной с рабочим колесом с лопатками, загнутыми вперед; б — центробежной с рабочим колесом с лопатками, загнутыми назад; в — осевой

Сравнение форм действительных индивидуальных характеристик турбомашин с рабочим колесом, имеющим лопатки, загнутые вперед (рис. 10, а) и назад (рис. 10, б), показывает, что первая характеристика имеет вид выпуклой кривой (горбатые характеристики), а вторая — падающей кривой (безгорбые характеристики), что оказывает влияние на устойчивость режима работы турбомашин.

Действительная индивидуальная характеристика осевой турбомашин (рис. 10, в) имеет форму седлообразной кривой, что объясняется следующим. На рис. 11 показан треугольник скоростей на выходе из решетки рабочего колеса осевой турбомашин, совмещенный с треугольником скоростей на входе. Вследствие закручивания колесом поток искривляется, отчего относительная скорость w_2 на выходе меньше скорости w_1 на входе. Искривленный поток можно заменить эквивалентным прямолинейным потоком со скоростью $w_{ср}$. Результирующая реакция ΔR (рис. 12) гидроаэродинамических сил, возникающих при обтекании элемента Δl лопатки прямолинейным эквивалентным потоком, пропорциональна

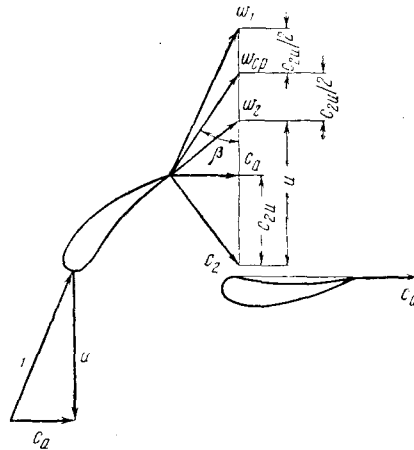


Рис. 11. Скорости в осевой турбомашине

плотности текучего ρ , площади элемента $\Delta S = b \Delta l$ и квадрату относительной скорости $w_{\text{ср}}$ эквивалентного потока, т. е.

$$\Delta R = \frac{1}{2} \rho w_{\text{ср}}^2 \Delta S C_{\text{к. л.}}, \quad (19)$$

где $C_{\text{к. л.}}$ — коэффициент, зависящий от формы профиля и угла атаки α , определяемого положением лопатки относительно набегающего потока.

Сила ΔR раскладывается на две составляющие, из которых одна ΔP , перпендикулярная направлению эквивалентного потока, называется подъемной силой, а другая ΔQ , параллельная направлению потока, — силой лобового сопротивления. Сила лобового сопротивления является вредной, так как создает дополнительную нагрузку на двигатель. При обтекании крыла потоком сила ΔP в 40—50 раз больше силы ΔQ .

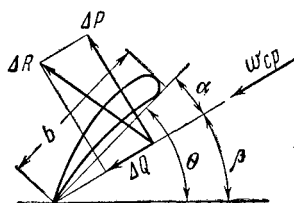


Рис. 12. Профиль лопатки осевой турбомашинны в потоке текучего

Согласно вихревой теории крыла Н. Е. Жуковского, на набегающей стороне крыла встречный поступательный поток ускоряется слабее, чем на задней стороне, за счет чего на набегающей стороне создается повышенное давление, а на задней — пониженное. Эта разность давлений по обе стороны крыла определяет его подъемную силу.

Силы ΔP и ΔQ определяются по следующим формулам:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho w_{\text{ср}}^2 \Delta S C_y, \quad (20)$$

По формуле Н. Е. Жуковского для одной лопатки, т. е. для изолированного профиля,

$$\Delta P = \rho w_{\text{ср}} \Gamma_l \Delta l. \quad (21)$$

Рассматривая совместно формулы (21) и (20), получим

$$\Gamma_l = \frac{1}{2} C_y b w_{\text{ср}}; \quad (22)$$

$$\Delta Q = \frac{1}{2} \rho w_{\text{ср}}^2 \Delta S C_x, \quad (23)$$

где C_y и C_x — коэффициенты соответственно подъемной силы и лобового сопротивления, определяемые опытным путем.

На рис. 13 показаны графики зависимости C_y и C_x от угла атаки α для изолированного профиля.

Рассмотрим процессы, происходящие в осевой турбомашине при определенном угле θ установки лопаток на рабочем колесе. С уменьшением производительности снижается скорость c_a , что приводит к уменьшению угла притекания β и увеличению угла

атаки α (см. рис. 11 и 12). Вместе с увеличением угла атаки увеличивается коэффициент подъемной силы C_y (см. рис. 13) и увеличивается циркуляция Γ_L [см. формулу (22)]. При этом в соответствии с уравнением (14) возрастает давление, развиваемое турбомашинной. При критическом угле атаки α_k происходит срыв потока с верхней стороны лопатки, отчего появляются вихревые потоки в межлопаточных пространствах. Поэтому коэффициент подъемной силы C_y при $\alpha > \alpha_k$ будет уменьшаться, а следовательно, произойдет снижение давления, развиваемого вентилятором. При этом нарушается радиальное равновесие потока, отчего на периферии колеса появляется и затем усиливается обратный ток воздуха, который, смешиваясь с основным потоком, образует вихри. Взаимодействием последних объясняется рост давления при дальнейшем уменьшении подачи.

Впадина на действительной индивидуальной характеристике осевой турбомашинной (см. рис. 10, в) тем более выражена, чем больше угол установки лопаток относительно втулки (в центробежных турбомашинных с рабочими колесами, имеющими лопатки, загнутые вперед, такая впадина, но менее выраженная, также может иметь место). Характеристики седлообразной формы в определенных случаях обеспечивают менее надежную работу турбомашинной (см. часть первая, гл. I, § 4).

Полученные для центробежных и осевых турбомашин кривые являются лишь приблизительной формой действительной индивидуальной характеристики турбомашинной, но не самой характеристикой.

Действительная индивидуальная характеристика турбомашинной определяется опытным путем: измерением давлений, создаваемых конкретной турбомашинной, при различных производительностях и постоянной скорости вращения рабочего колеса.

Действительная индивидуальная характеристика турбомашинной дается заводом-изготовителем, причем кроме кривой $Q - H$ приводятся еще кривая к. п. д. $Q - \eta$ и кривая мощности $Q - N$ (см. рис. 21). В совокупности эти кривые называются эксплуатационными характеристиками турбомашинной.

К. п. д. турбомашинной учитывает потери гидравлического (потери давления от трения текучего и т. п.) и механического (потери на трение в подшипниках, сальниках и т. п.) характера. Зависимость η от Q устанавливается по формуле (39) и данным опытных замеров производительности, давления и потребляемой мощности.

Действительная индивидуальная характеристика обычно дается заводом-изготовителем для одного колеса. При последовательном соединении колес характеристика турбомашинной получается увеличением ординат характеристики одноколесной турбомашинной (прямо

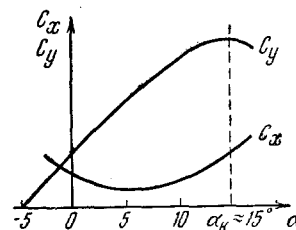


Рис. 13. Зависимость коэффициентов C_y и C_x от угла атаки α для одиночного профиля

пропорционально числу колес при одинаковых абсциссах), при этом кривая к. п. д. остается такой же, как и для одного колеса. При параллельном соединении колес увеличиваются абсциссы характеристики одного колеса прямо пропорционально числу колес при одинаковых ординатах.

При увеличении скорости вращения рабочего колеса (рис. 14) характеристика I ее смещается вверх от оси Q (кривая 2), при уменьшении — вниз (кривая 3). Смещение точки кривой $Q-H$ из положения I в положения I' и I'' происходит по параболе 4 прямо пропорционально зависимости H_x от Q_x^2 . При этом кривая к. п. д. I' также смещается и изобразится соответственно кривыми $2'$ и $3'$.

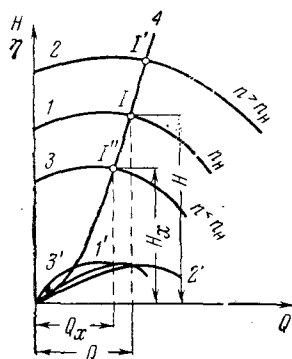


Рис. 14. Характеристики турбомашин при различных скоростях вращения колеса

Турбомашин изготавливаются определенного типа (серии). Под типом понимается группа турбомашин геометрически подобных между собой.

Характеристики турбомашин одного типа подобны, поэтому можно построить одну характеристику для всего типа турбомашин — типовую характеристику. При построении типовой характеристики турбомашин пользуются типовыми безразмерными коэффициентами.

В ЦАГИ установлено понятие об отвлеченных характеристиках для серии вентиляторов. Подобно типовым характеристикам отвлеченные характеристики являются безразмерными, они не зависят ни от размеров машин, ни от скорости вращения колес.

Для построения отвлеченных характеристик введены понятия об отвлеченной производительности \bar{Q} и отвлеченном давлении \bar{H}

$$\bar{Q} = \frac{Q}{F_k u_2} = \frac{24,3Q}{D_2^3 n}; \quad (24)$$

$$\bar{H} = \frac{H}{\rho u_2^2} = \frac{3000H}{D_2^2 n^2}, \quad (25)$$

где F_k — площадь колеса вентилятора, m^2 ;

u_2 — окружная скорость на внешней окружности колеса, $m/сек$;

D_2 — диаметр рабочего колеса, m ;

n — скорость вращения рабочего колеса, $об/мин$.

При построении отвлеченных характеристик по оси абсцисс откладывается \bar{Q} , а по оси ординат — \bar{H} , отвлеченная мощность \bar{N} и к. п. д. η .

При расчетах и эксплуатации турбомашин предпочтение отдается индивидуальным характеристикам, так как при изготовлении турбомашин трудно достичь их полного геометрического подобия.

§ 3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ВНЕШНЕЙ СЕТИ ТУРБОМАШИН

Турбомашина соединена с внешней сетью: вентилятор — с системой горных выработок, насос и турбокомпрессор — с трубами.

Характеристика внешней сети представляет собой зависимость между количеством протекаемого текущего и давлением в сети.

Общее, или манометрическое давление H_m во внешней сети (трубопроводе) складывается из геодезической высоты $H_{гд}$ (для насосной установки это расстояние по вертикали от поверхности воды во всасывающем колодце до сливного отверстия нагнетательного трубопровода), давления $H_{к.э}$, затрачиваемого на создание известной скорости текущего, и давления $H_{т.т}$ на преодоление различных вредных сопротивлений при движении текущего в сети

$$H_{к.э} = \frac{v_t^2}{2g}; \quad (26)$$

$$H_{т.т} = \xi \frac{v_t^2}{2g}, \quad (27)$$

где ξ — коэффициент сопротивления движению текущего.

Заменяя v_t через количество текущего Q и поперечное сечение F_t внешней сети, получим

$$H_m = H_{гд} + R_t Q^2, \quad (28)$$

причем

$$R_t = \frac{1 + \xi}{2gF_t^2}, \quad (29)$$

где R_t — постоянная сети (трубопровода).

Зависимость между H_m и Q — характеристика внешней сети — согласно выражению (28) в осях $Q - H$ изобразится параболой. На рис. 15 характеристика внешней сети 1 построена для какого-то сечения ее F_t . При уменьшении сечения F_t или увеличении коэффициента сопротивления ξ увеличивается согласно выражению (29) постоянная R_t , и характеристика 2 сети становится круче характеристики 1. При увеличении F_t или уменьшении R уменьшается $R_t Q^2$ и характеристика 3 сети становится положе характеристики 1.

К. п. д. внешней сети

$$\eta_t = \frac{H_{гд}}{H_m}. \quad (30)$$

Рассмотренные характеристики внешней сети имеют место при турбомашинах, работающих с геодезической высотой подачи (шахтные насосы). Однако имеются турбомашины, работающие без геодезической высоты подачи (шахтные вентиляторы, см. рис. 1). В этом случае

$$H_m = R_t Q^2, \quad (31)$$

и характеристика сети изображается параболой 4 (см. рис. 15).

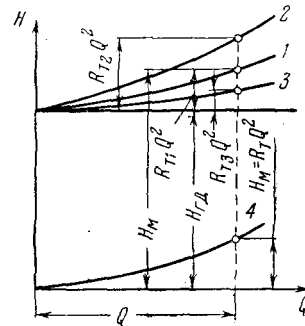


Рис. 15. Характеристики внешней сети

Так как сечение сети может изменяться на своем протяжении (например, вентиляционная сеть шахты), для упрощения расчетов пользуются понятием об эквивалентном отверстии — абстрактном круглом (или квадратном) отверстии в идеально тонкой стенке, через которое проходит заданное количество воздуха, вызывая такое же сопротивление, как и фактическая внешняя сеть турбомашин.

Эквивалентное отверстие A (м^2) определяется на основании формулы

$$Q = \psi_{\text{сж}} A \sqrt{2gH}, \quad (32)$$

где Q — количество протекающего в сети воздуха за 1 сек;
 $\psi_{\text{сж}}$ — коэффициент сжатия струи; для воздуха $\psi_{\text{сж}} = 0,65$;

$\sqrt{2gH} = v_{\text{т}}$ — скорость течения, созданная давлением H .

Заменяя давление H (м возд. ст.) через давление H (мм вод. ст.) и учитывая, что $\psi_{\text{сж}} = 0,65$; $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ и удельный вес воздуха $\gamma_{\text{вз}} = 1,2 \text{ кгс/м}^3$, окончательно для шахтной вентиляционной сети получим

$$A = 0,38 \frac{Q}{\sqrt{H}}. \quad (33)$$

При пользовании отвлеченными характеристиками вентиляторов вводится понятие об отвлеченном эквивалентном отверстии

$$\bar{A} = \frac{\bar{Q}}{\sqrt{\bar{H}}}. \quad (34)$$

Для насосного трубопровода

$$A = 0,345 \frac{Q}{\sqrt{H_{\text{м}} - H_{\text{рд}}}} = \frac{Q}{\sqrt{\frac{H_{\text{рд}}}{\eta_{\text{т}}} (1 - \eta_{\text{т}})}}. \quad (35)$$

§ 4. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБОМАШИН

Зная действительную индивидуальную характеристику турбомашин и характеристику внешней сети, построенные в одинаковых масштабах, режим работы турбомашин, т. е. определенное значение ее производительности Q , напора H и к. п. д. η , находят как точку пересечения указанных характеристик. Графическое определение режима работы турбомашин на какую-то внешнюю сеть показано на рис. 16, а, где I — характеристика турбомашин, 2 — кривая к. п. д. турбомашин, 3 — характеристика внешней сети, точка I — графическое изображение режима работы турбомашин, которому соответствуют Q' , H'_m , η' . Заметим, что в данном случае $\eta' \neq \eta_{\text{мах}}$. Для получения наиболее выгодного режима работы турбомашин, соответствующего $\eta_{\text{мах}}$, надо изменить характеристику сети способами, указанными в § 3. В данном случае целесообразно изменить характеристику увеличением сечения сети или

уменьшением сопротивления в ней так, чтобы она приняла вид кривой 4, тогда режим работы III характеризуется величинами Q , H_m и η_{\max} . Если опять изменить характеристику сети так, чтобы она приняла вид кривой 5, то режим работы II характеризуется величинами Q'' , H'_m , $\eta \neq \eta_{\max}$.

В практике эксплуатации турбомашин имеет место колебание режимов в определенных интервалах. Применительно к рис. 16, а этот интервал соответствует режимам I—III—II. Средний к. п. д. турбомашин, соответствующий колебанию режимов в интервалах I—III—II, когда в диапазон режимов попадает η_{\max} , в первом приближении

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\eta_{\max} + \frac{\eta' + \eta''}{2}}{2}. \quad (36)$$

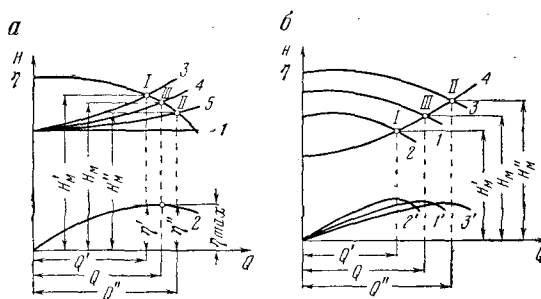


Рис. 16. Режимы работы турбомашин

В том случае, когда в диапазон режимов η_{\max} не попадает,

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\eta' + \eta''}{2}. \quad (37)$$

Указанные изменения режимов работы турбомашин являются результатом изменения характеристики внешней сети при постоянной характеристике турбомашин, т. е. скорость вращения рабочего колеса была постоянной.

Изменение режимов работы турбомашин может быть при постоянной характеристике сети, но при переменных характеристиках турбомашин (что, как указывалось, происходит при изменении скорости вращения рабочего колеса турбомашин, а при многоколесных турбомашинах — и при изменении числа колес). Это показано на рис. 16, б, где 1 — характеристика турбомашин при некоторой скорости вращения рабочего колеса; 2 — то же, при $n' < n$; 3 — то же, при $n'' > n$. Режимы работы турбомашин показаны точками III—I—II с соответствующими значениями производительности, напора и к. п. д.

В общем случае режим работы турбомашин изменяется в зависимости от характеристики внешней сети и характеристики турбомашин, и, следовательно, регулировать производительность и

давление турбомашин можно изменением сопротивления сети, скорости вращения рабочего колеса, числа колес и параметров колеса или направляющего аппарата.

Режимы работы турбомашин, характеризующиеся одной точкой пересечения характеристик турбомашин и внешней сети, являются устойчивыми, т. е. такими, которые могут автоматически восстанавливаться при устранении причин, вызвавших изменение этих режимов. Устойчивый режим является необходимым условием нормальной работы турбомашин.

При турбомашинах, работающих с геодезической высотой подачи, может иметь место неустойчивый режим работы, характеризующийся двумя точками пересечения *I* и *II* (см. рис. 17) характеристик турбомашин *1* и сети *2*, или отсутствие режима, когда нет точки пересечения указанных характеристик *3* и *2*.

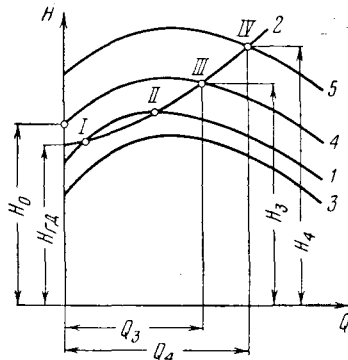


Рис. 17. Неустойчивый режим и отсутствие режима работы центробежной турбомашин

Для устранения этих явлений необходимо: 1) увеличить скорость вращения колеса так, чтобы характеристика турбомашин приняла вид кривой *4* с одной точкой *III* пересечения с характеристикой сети, при этом окружная скорость колеса не должна превышать допустимых пределов; 2) при многоколесных турбомашинах увеличить число последовательно соединенных колес так, чтобы характеристика турбомашин приняла вид кривой *5* с одной точкой *IV* пересечения с характеристикой сети.

Устранить неустойчивый режим или отсутствие режима изменением характеристики сети нельзя, так как турбомашин в конкретных условиях работает с постоянной геодезической высотой подачи.

Иногда правильно выбранная для конкретных условий эксплуатации турбомашин, работающая с геодезической высотой подачи, может перейти с устойчивого на неустойчивый режим или режима работы может совсем не быть. Эти явления происходят при недопустимом снижении скорости вращения рабочего колеса против номинальной. При асинхронном двигателе турбомашин это может иметь место от уменьшения частоты тока или от снижения напряжения. Для обеспечения нормальной работы необходимо соблюсти условие

$$\frac{H_{ГД}}{H_0} \leq 0,9 \div 0,95, \quad (38)$$

где H_0 — давление по характеристике турбомашин, соответствующее производительности, равной нулю.

Для центробежных турбомашин, работающих без геодезической высоты подачи (например, главный шахтный вентилятор), режим

работы должен быть устойчивым, так как характеристика вентиляционной сети выходит из начала координатных осей. Однако и здесь могут иметь место неустойчивые режимы при совместной работе двух или нескольких вентиляторов на общую вентиляционную сеть (см. гл. II, § 5).

На рис. 18 показаны характеристики осевого вентилятора при различных углах установки лопаток колеса. Эти характеристики в отличие от характеристик центробежных вентиляторов имеют седлообразную форму, особенно при углах установки лопаток свыше 20° . Кривая потребляемой мощности N осевых вентиляторов также отличается от кривой N центробежных вентиляторов (см. рис. 36).

Наличие в характеристике 1 (см. рис. 18) вентилятора участка $A-B$ с резко падающим при уменьшении производительности давлением указывает на возможность неустойчивых режимов. При характеристике сети в виде кривой 2 режим работы вентилятора устойчивый, так как он определяется одной точкой I пересечения характеристик 1 и 2 (производительность и давление изображаются соответственно абсциссой и ординатой точки I на кривой 1, потребляемая мощность — ординатами точки I на кривой N ; $\eta > 0,6$).

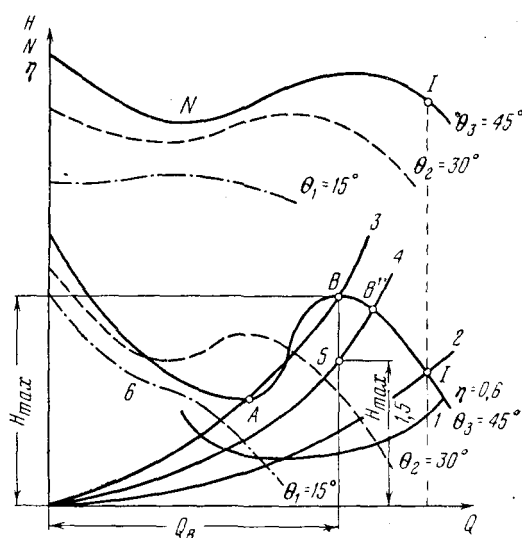


Рис. 18. Характеристики осевой турбомашин

При увеличении сопротивления сети, когда характеристика ее выражена кривой 3, режим будет неустойчивым — пересечение указанных характеристик произойдет в нескольких точках. Опасность появления неустойчивого режима работы осевых вентиляторов возрастает при отрицательной естественной тяге и особенно при параллельной работе осевых вентиляторов (см. гл. II, § 5). При углах установки лопаток свыше 20° обеспечить параллельную работу на общую вентиляционную сеть вентиляторов практически трудно.

Нормальными режимами работы осевых вентиляторов надо считать режимы, расположенные вправо от вершины горба H_{max} . Для гарантии от неустойчивого режима работы вентилятора предельное положение режима определяется точкой B' , расположенной вправо от точки B . Координаты точки B' определяются пересечением характеристики 1 вентилятора с кривой 4 — параболой

$H = \frac{H_{\max}}{1,5} \left(\frac{Q}{Q_B} \right)^2$, проходящей через точку 5. Ордината $\frac{H_{\max}}{1,5}$ последней определяется из условия обеспечения устойчивой работы вентилятора при увеличении сопротивления сети в 1,5 раза. С другой стороны к. п. д. главной вентиляторной установки должен быть не менее 0,6.

Следовательно, ветвь кривой *I*, на которой допустима работа вентилятора, определяется устойчивостью режима и экономичностью работы. В ряде случаев этот рабочий участок при углах установки лопатки свыше 20° недостаточен для нормальной работы вентиляторов за весь срок службы их в шахтных условиях. Поэтому при подборе вентиляторов часто ориентируются на характеристики их, соответствующие по возможности меньшим углам установки лопаток — обычно в пределах 20—30°.

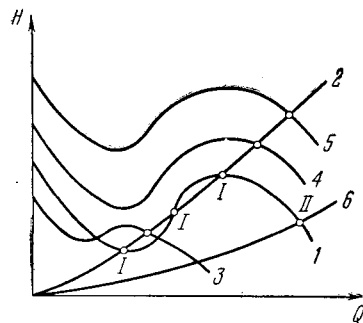


Рис. 19. Неустойчивый режим работы осевой турбомашин

В описываемых ниже вентиляторах для местного проветривания (см. гл. II) путем сохранения постоянного, сравнительно небольшого угла установки лопаток обеспечивается характеристика, изображаемая кривой 6.

Неустойчивый режим работы *I* (рис. 19) осевого вентилятора с характеристикой *I* на сеть с характеристикой 2 можно устранить с помощью способов, описанных применительно к центробежной турбомашине (кривые 4 и 5) и, кроме того, за счет: 1) изменения угла установки лопаток, благодаря чему характеристика вентилятора изобразится кривой 3; 2) уменьшения сопротивления вентиляционной сети, при этом ее характеристика изобразится кривой 6, а характеристики вентилятора и сети будут пересекаться только в одной точке *II*, т. е. режим работы будет устойчивым.

Для конкретных условий эксплуатации, т. е. определенной внешней сети, характеристика которой строится согласно формуле (28) или (31), и по заводским действительным индивидуальным характеристикам турбомашин можно подобрать турбомашину, которая, обеспечивая требуемые производительность и давление, является наивыгоднейшей в отношении к. п. д., а следовательно, минимума потребления энергии за весь период эксплуатации турбоустановки.

Наивыгоднейший тип вентилятора для конкретных условий может быть установлен как по индивидуальным, так и по отвлеченным характеристикам вентилятора (см. гл. VI).

Мощность двигателя для турбомашин

$$N = \frac{Q \gamma H_M}{102 \eta_{\text{п}}}, \quad (39)$$

где Q — производительность турбомашин, м³/сек;

γ — удельный вес текучего, кгс/м³;

H_m — манометрический напор, м;

η и η_n — к. п. д. соответственно турбомашин и передачи между валами двигателя и турбомашин.

Применительно к вентиляторам, у которых давление, создаваемое ими, измеряется в кгс/м²,

$$N = \frac{QH}{102\eta\eta_n}. \quad (40)$$

При пользовании отвлеченными характеристиками вентиляторов вводится понятие об отвлеченной мощности

$$\bar{N} = \frac{N}{\rho F_{ku_2^2}} = \frac{72\,900QH}{D_2^5 n^3 \eta}. \quad (41)$$

§ 5. ЗАКОНЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ ТУРБОМАШИН

На основании формул (24), (25), (40) и (41) имеем:

$$Q = \frac{D_2^3 n \bar{Q}}{24,3}; \quad (42)$$

$$H = \frac{D_2^2 n^2 \bar{H}}{3000}; \quad (43)$$

$$N = \frac{D_2^5 n^3 \bar{N}}{72\,900}. \quad (44)$$

Две турбомашин одной серии, имеющие рабочие колеса диаметром D_2 и D_2' с одинаковыми углами установки лопаток и работающие со скоростью вращения n и n' на внешнюю сеть с одной и той же характеристикой, имеют сходные режимы, при которых \bar{Q} , \bar{H} и \bar{N} одинаковы. Поэтому в соответствии с уравнениями (42), (43) и (44) и при постоянной плотности текучего¹ получаются следующие законы пропорциональности для подобных друг другу турбомашин:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \left(\frac{D_2}{D_2'} \right)^3; \quad (45)$$

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \left(\frac{D_2}{D_2'} \right)^2; \quad (46)$$

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{n}{n'} \right)^3 \left(\frac{D_2}{D_2'} \right)^5. \quad (47)$$

Законы пропорциональности были экспериментально установлены акад. А. Рато и теоретически подтверждены акад. А. П. Германом.

¹ При различных плотностях текучего в правую часть выражений (46) и (47) должен быть поставлен множитель ρ/ρ' .

Для одной и той же турбомашины ($D_2 = \text{const}$), работающей на внешнюю сеть постоянного эквивалентного отверстия, законы пропорциональности формулируются так:

производительность турбомашины прямо пропорциональна скорости вращения рабочего колеса

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'}; \quad (48)$$

давление, создаваемое турбомашинной, прямо пропорционально квадрату скорости вращения

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2; \quad (49)$$

мощность, потребляемая турбомашинной, прямо пропорциональна кубу скорости вращения

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3. \quad (50)$$

Законы пропорциональности несправедливы для турбомашин, работающих с геодезической высотой подачи, на что впервые указал акад. А. П. Герман. Кроме того, при этих законах значение к. п. д. принимается независимо от изменения режима работы неизменным, что неверно, так как при изменении режима работы изменяется к. п. д., следовательно, законы пропорциональности при больших изменениях n несправедливы.

В шахтной практике n изменяется в сравнительно небольших пределах, поэтому расхождение между результатами по этим законам и действительностью невелико и им можно пренебречь.

Из выражений (48) и (50) очевидно соотношение

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{Q}{Q'}\right)^3. \quad (51)$$

Классификация турбомашин только по абсолютной величине давления и производительности не дает полного представления об особенностях конструкции турбомашин, так как одна и та же турбомашинная может развить различные производительности и давления в зависимости от скорости вращения вала и условий, в которых она работает.

Для более совершенной классификации турбомашин введено понятие о коэффициенте быстроходности (удельном числе оборотов). Удельным числом оборотов n_s называется число оборотов условной турбомашинной, которая геометрически подобна во всех деталях рассматриваемой турбомашинной и размеры которой подобраны так, что при давлении H_s производительность ее равна Q_s .

Для условной и реальной турбомашин на основании уравнений (45) и (46) можно записать:

$$\frac{Q}{Q_s} = \frac{n}{n_s} \left(\frac{D_2}{D_{2s}}\right)^3; \quad (52)$$

$$\frac{H}{H_s} = \left(\frac{n}{n_s}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_{2s}}\right)^2. \quad (53)$$

Решая относительно n_s систему уравнений (52) и (53), получаем

$$n_s = n \frac{H_s^{3/4} Q^{1/2}}{H^{3/4} Q_s^{1/2}}. \quad (54)$$

Для вентиляторов принимают $Q_s = 1$ м³/сек и $H_s = 30$ кгс/м², для насосов $Q_s = 0,075$ м³/сек и $H_s = 1$ м вод. ст.

Следовательно, для вентиляторов

$$n_s = 12,9n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}, \quad (55)$$

для насосов

$$n_s = 3,65n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}. \quad (56)$$

В этих формулах n выражено в об/мин, Q — в м³/сек, H — в кгс/м² (для вентиляторов) и м вод. ст. (для насосов).

Для упрощения в формуле (55) коэффициент 12,9 заменяют единицей. При вычислении n_s принимают режим работы одноступенчатой турбомашины при максимальном к. п. д.

Таким образом, удельное число оборотов n_s , связывающее в единую зависимость основные геометрические и физические параметры турбомашин, является критерием классификации турбомашин по быстроходности.

§ 6. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ОБЛАСТЬ ПРОМЫШЛЕННОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТУРБОМАШИН

Особенности эксплуатации центробежных турбомашин можно характеризовать диаграммой (рис. 20), где 1 — кривая Q — H турбомашины, 2 — кривая к. п. д., 3 — кривая мощности, построенная в соответствии с выражением (51) и учетом механических потерь в турбомашине, 4 — характеристика внешней сети.

При режиме I работы турбомашины имеем: производительность Q_1 , давление H_1 , к. п. д. η_1 , потребляемая мощность N_1 .

При уменьшении сечения сети или увеличении сопротивления в ней характеристика трубопровода изобразится кривой 5, а режим работы — точкой II, причем величины, характеризующие работу турбомашины, изменятся и станут Q_2 , H_2 , η_2 , N_2 .

При увеличении сечения сети или уменьшении сопротивления в ней характеристика изобразится кривой 6, а режим работы — точкой III, причем величины, характеризующие работу турбомашины, опять изменятся и станут Q_3 , H_3 , η_3 , N_3 .

Таким образом:

1) увеличение сечения внешней сети или уменьшение сопротивления в ней вызывает увеличение как производительности, так и мощности, потребляемой турбомашинной; при уменьшении сечения или увеличении сопротивления сети — наоборот;

2) пуск турбомашины из условий минимальной нагрузки двигателя должен производиться при $Q = 0$ (задвижка на трубопроводе закрыта) при достижении двигателем полной скорости вращения, т. е. к моменту начала открытия задвижки потребляемая мощность равна N_0 .

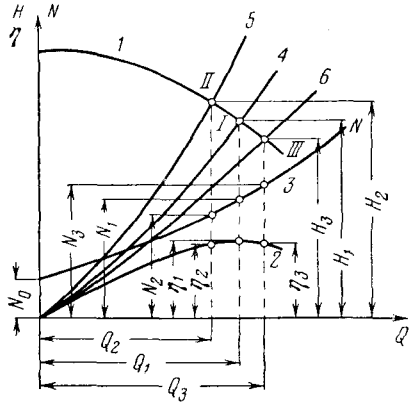


Рис. 20. Диаграмма эксплуатации центробежной турбомашины

Центробежные турбомашины с горбатыми характеристиками очень чувствительны к уменьшению сопротивления во внешней сети: происходит значительное увеличение производительности и большая перегрузка двигателя. Турбомашины с безгорбыми характеристиками менее чувствительны к указанным изменениям.

Согласно кривой потребляемой мощности осевой турбомашины (см. рис. 18) пуск ее можно производить при открытой задвижке на трубопроводе.

Из всех возможных производительностей и соответствующих давлений турбомашины номинальными производительностью $Q_{ном}$ и давлением $H_{ном}$ являются те, которые соответствуют максимальному к. п. д. η_{max} (рис. 21, а).

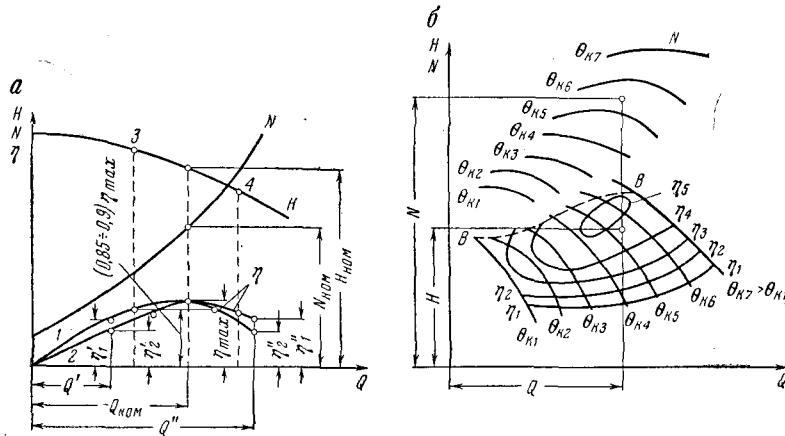


Рис. 21. Область промышленного использования турбомашин: а — центробежной; б — осевой

Так как при работе турбомашины возможно отклонение производительности в большую или меньшую сторону, для экономичной работы желательно иметь более устойчивую кривую к. п. д. $Q-\eta$. При отклонении производительности от $Q_{ном}$ в большую или меньшую

сторону при устойчивой кривой 1 к. п. д. незначительно уменьшается η_1' и η_1'' по сравнению с менее устойчивой кривой 2 к. п. д. η_2' и η_2'' . Допустимым значением к. п. д. η турбомашин при эксплуатации можно считать не менее $(0,85 \div 0,9) \eta_{\max}$. Отложив допустимое значение η влево и вправо от η_{\max} , получаем на кривой $Q-H$ область промышленного использования турбомашин (отрезок 3-4 кривой $Q-H$); эта область будет большей при более устойчивой кривой к. п. д.

На рис. 21, б показана действительная индивидуальная характеристика осевой турбомашин при различных углах θ_k установки лопаток относительно втулки, причем части кривых с впадиной не показаны, так как они не должны использоваться при эксплуатации (см. часть первая, гл. I, § 4). Область промышленного использования турбомашин ограничена сверху условием устойчивости работы — кривой $B-B$, снизу — условием экономичности — кривой допустимого минимального значения к. п. д. η_{\min} , а по бокам — напорными характеристиками для минимального θ_{k1} и максимального θ_{k7} угла установки лопаток. Для получения необходимых производительности Q и давления H угол установки лопаток должен в данном случае находиться в пределах $\theta_{k5} - \theta_{k6}$, к. п. д. — в пределах $\eta_4 - \eta_5$, потребляемая турбомашинной мощностью — N .

Г л а в а II

ВЕНТИЛЯТОРЫ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При вращении колеса вентилятора его лопатки оказывают динамическое воздействие на обтекающий их поток воздуха, при этом возникают аэродинамические силы, создающие приращение полного давления, необходимого для поддержания движения воздуха в шахте.

Теоретическое давление, создаваемое вентилятором, на основании выражения (4) равно произведению плотности воздуха ρ на разность произведений окружных скоростей u и скоростей закручивания c_u на выходе из рабочего колеса и на входе в него

$$H_T = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (57)$$

При скорости закручивания на входе $c_{1u} = 0$

$$H_T = \rho u_2 c_{2u}. \quad (58)$$

Если в направляющем аппарате поток закручивается в направлении вращения колеса ($-c_{1u}$), давление и потребляемая вентилятором мощность уменьшаются; при обратном закручивании ($+c_{1u}$) — возрастают.

Создаваемое вентилятором давление зависит от формы лопаток, их числа, угла установки их относительно плоскости вращения в осевых вентиляторах и угла выхода потока в центробежных вентиляторах, от размеров рабочего колеса, скорости вращения и производительности вентилятора, от форм и размеров всей проточной части вентилятора.

Полное давление H вентилятора меньше теоретического на величину всех гидравлических потерь в самом вентиляторе (на трение в коллекторе и диффузоре; на трение лопаток о воздух и на вихреобразование; от уменьшения силы тяги лопаток, т. е. подъемной

силы; при преобразовании кинетической энергии потока в статическое давление в диффузоре). Эти потери учитываются гидравлическим к. п. д. η_r вентилятора

$$H = \eta_r H_r \quad (59)$$

Кроме гидравлических, в вентиляторе имеют место объемные потери (утечки через зазоры и неплотности вследствие разницы давлений), механические потери на трение в подшипниках, уплотнениях и на трение колеса о воздух.

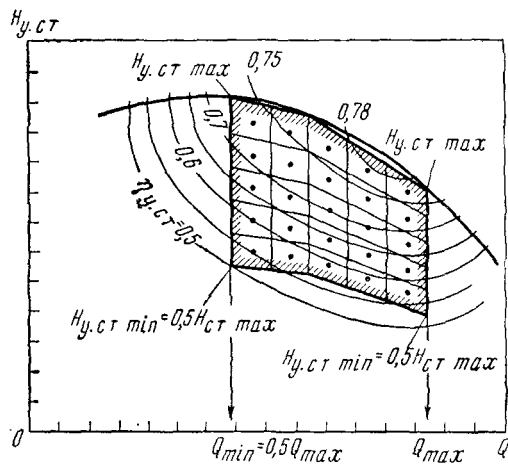


Рис. 22. Определение средневзвешенного к. п. д. вентилятора в области нормальной работы

Полное давление, развиваемое вентилятором, затрачивается на преодоление сопротивлений в вентиляционной сети (статическое давление) и на сообщение потоку на выходе из диффузора вентилятора в атмосферу некоторой скорости (динамическое — скоростное давление).

Следовательно, статическое давление вентилятора меньше полного на величину динамического давления.

Отношение мощности, определенной по полному давлению вентилятора, к фактически потребляемой называется полным к. п. д. вентилятора.

Полный к. п. д. вентилятора представляет собой произведение гидравлического к. п. д. и механического к. п. д., учитывающего механические потери.

Статический к. п. д. вентилятора — отношение той части полезной мощности, которая расходуется на преодоление сопротивлений сети, к фактически потребляемой.

Так как динамическое давление на выходе из диффузора при работе шахтных вентиляторов на всасывание бесполезно теряется на

удар, качество вентиляторов оценивается статическим (эксплуатационным) к. п. д. вентилятора.

Показателем экономичности работы вентилятора является средневзвешенный к. п. д. в пределах нормальной области работы, под которой понимается часть области промышленного использования его, охватывающая режимы с наиболее высокими значениями статического к. п. д. Эта область ограничена справа и слева вертикальными линиями Q_{\max} и $0,5Q_{\max}$, а сверху и снизу — ломаными линиями $H_{\text{ст max}}$ и $0,5Q_{\text{ст max}}$, заменяющими граничные кривые, но с числом изломов не более двух (рис. 22).

Если отрезки, ограничивающие нормальную область работы, по горизонтали и вертикали разделить на 5 равных частей и через точки деления провести прямые линии, то для точек, лежащих в центрах образовавшихся четырехугольников, можно определить идеальную мощность $QH_{\text{ст}}$ (без учета значения к. п. д.) и потребляемую мощность $\frac{QH_{\text{ст}}}{\eta_{\text{ст}}}$. Средневзвешенный к. п. д. получается как частное от деления $\sum QH_{\text{ст}}$ на $\sum \frac{QH_{\text{ст}}}{\eta_{\text{ст}}}$ по данным всех четырехугольников.

В ЦАГИ совместно с проектными организациями и заводами разработан новый типаж вентиляторов (ГОСТ 11004—64), которым предусматривается дальнейшее совершенствование аэродинамических схем, повышение экономичности, улучшение способов регулирования, унификация узлов и деталей, установление оптимальных областей промышленного использования и рациональных сроков службы вентиляторов, усовершенствование методов расчета их основных узлов.

§ 2. ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Основными элементами одноступенчатого осевого вентилятора являются: рабочее колесо, кожух, коллектор на входе воздуха, передний обтекатель (кок) сферической формы, спрямляющий аппарат, кольцевой диффузор (см. рис. 4). Диффузор состоит из двух обечаек, помещенных одна в другую: наружной конусной обечайки — собственно диффузора и внутренней обечайки (на большинстве вентиляторов цилиндрической формы) — заднего обтекателя.

Для повышения давления осевой вентилятор делают многоступенчатым, с двумя последовательно соединенными рабочими колесами, промежуточным направляющим аппаратом между ними и спрямляющим аппаратом за последним рабочим колесом. Иногда перед первым рабочим колесом устанавливают входной направляющий аппарат.

Обозначив рабочее колесо РК, направляющий аппарат НА и спрямляющий аппарат СА, можно условно записать схемы, по которым выполняются осевые вентиляторы РК + СА; НА + РК + СА; РК + НА + РК + СА; НА + РК + НА + РК + СА.

Рабочее колесо закреплено на валу, шейки которого расположены в шариковых или роликовых подшипниках и приводится

во вращение непосредственно от электродвигателя. Рабочие колеса вместе с валом образуют ротор вентилятора.

Обтекатель неподвижен и служит для уменьшения потерь при входе воздуха в колесо; при отсутствии обтекателя напор уменьшается примерно на 20%.

Коллектор и обтекатель предназначены для обеспечения правильного подвода воздуха к лопаткам колеса, чтобы поток воздуха был направлен по оси вентилятора с возможно более равномерным полем скоростей. Действие коллектора наиболее эффективно, когда между ним и колесом имеется цилиндрический участок кожуха длиной не менее 0,5 диаметра колеса. При отсутствии коллектора напор вентилятора на рабочих режимах уменьшается на 10—20%, а к. п. д. на 10—15%.

Направляющий и спрямляющий аппараты — неподвижные колеса с радиальными лопатками — необходимы для раскручивания струи, благодаря чему повышается к. п. д. вентилятора. Входной направляющий аппарат с поворотными лопатками используется также для регулирования режима работы вентилятора, для этого же служат поворотные закрылки промежуточных направляющих аппаратов и поворотные лопатки спрямляющих аппаратов.

Одной из основных частей вентилятора является диффузор, благодаря которому значительная часть динамического давления (не менее 70%) должна превращаться в полезное статическое движение. Особенно большое динамическое давление преобразуется при больших углах установки лопаток.

Лопатки укреплены на втулке рабочего колеса через равные промежутки под углом к плоскости вращения колеса. Работами ЦАГИ установлено, что наиболее рациональной является лопатка более широкая у втулки, чем на периферии. При работе вентилятора вдоль такой лопатки давление одинаково; при этом не наблюдаются вредные обратные токи воздуха, в связи с чем увеличиваются к. п. д. и давление. Лучшей конструкцией является крученая лопатка, форма которой подобна форме лопасти авиационного винта.

Лопатки изготовляют полыми (рис. 23, а). Внутрь лопатки вставляют стержень для закрепления ее на втулке. Лопатки изготовляют также литыми (рис. 23, б) из алюминиевых или магниевых сплавов. Полая лопатка рабочего колеса вентиляторов ВОК и ВОКД состоит из стержня 1, к которому потайными заклепками приклепана крученая обшивка 2 из стали толщиной 2—3 мм, армированная против истирания угольной пылью приваренным ребром 3, с верхним и нижним приваренными доньшками 4.

Предполагается изготовление лопаток из пластмасс. Такие лопатки можно изготовлять с большей степенью точности, при них нет опасности искрообразования при возможном касании лопасти о корпус вентилятора, они стойки при работе в химически агрессивной среде. Из условия надежности работы и уменьшения шума лопатки могут иметь максимальную периферическую скорость до 95 м/сек.

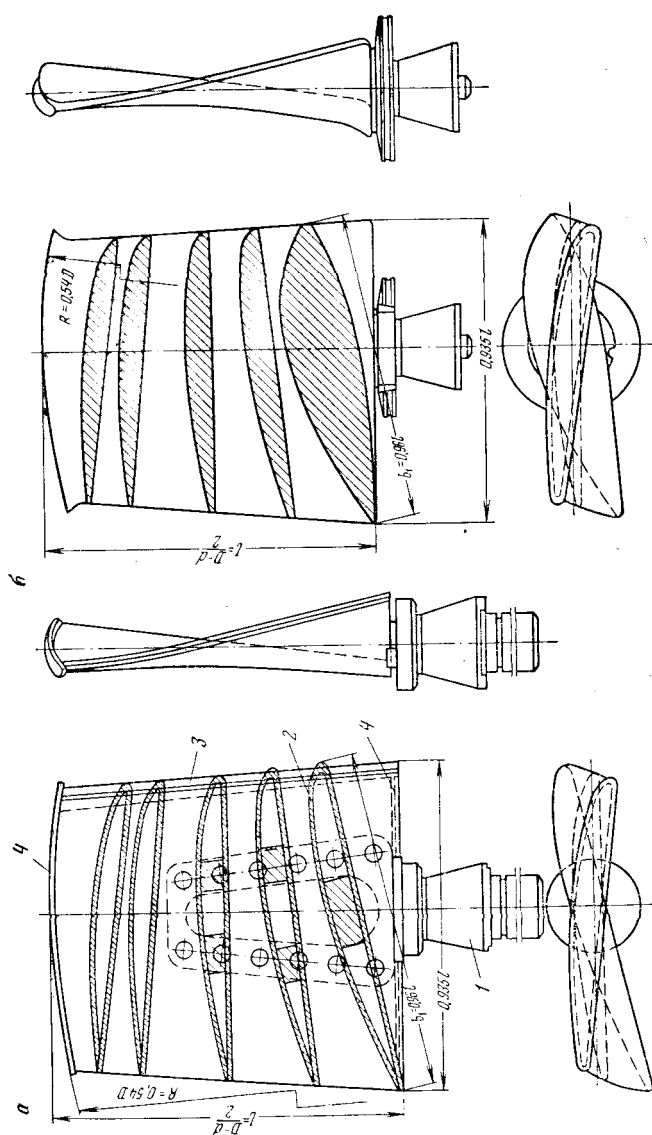


Рис. 23. Лопатки рабочих колес осевых вентиляторов:
 а — полая; б — литая

На одной втулке устанавливают до 16 лопаток, иногда более. Лопатки должны допускать возможность закрепления их под различным углом относительно плоскости вращения колеса, что необходимо для регулирования производительности и давления вентилятора.

На рис. 24 показана аэродинамическая схема двухступенчатого осевого вентилятора. Угол установки лопаток рабочего колеса в современных шахтных вентиляторах принят от $10-20$ до $40-45^\circ$.

При работе вентилятора под действием разности давления часть воздуха протекает через зазор между концом лопатки и кожухом со стороны выхода воздуха из рабочего колеса в сторону входа воздуха в него, при этом уменьшается давление и снижается к. п. д. вентилятора. Однако чрезмерное уменьшение зазора может привести

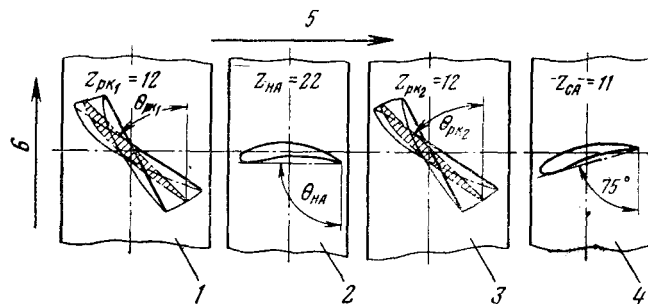


Рис. 24. Схема установки лопаток двухступенчатого осевого вентилятора ВОКД:

1 — рабочего колеса первой ступени; 2 — промежуточного направляющего аппарата; 3 — рабочего колеса второй ступени; 4 — спрямляющего аппарата; 5 — направление воздушного потока; 6 — направление вращения рабочего колеса

к задеванию лопатки за кожух, поэтому величина зазора не должна превышать $1,5\%$ длины лопатки.

При работе вентилятора вследствие разности давлений до и после рабочего колеса возникает осевое давление, направленное от нагнетательной стороны к всасывающей стороне вентилятора. Осевой сдвиг в вентиляторе устраняется применением упорного подшипника.

При эксплуатации вентиляторной установки в шахтных условиях иногда возникает необходимость превращать всасывающую вентиляцию в нагнетательную — реверсировать вентиляционную струю, что согласно ПБ должно быть осуществлено не более чем за 10 мин, а производительность вентилятора при этом должна быть не менее 60% нормальной.

Реверсирование воздушной струи при осевых вентиляторах старых конструкций производится с помощью ляд и обводного канала без изменения направления вращения рабочего колеса (рис. 25). Такая схема реверсирования воздушной струи заимствована из установок с центробежными вентиляторами. Недостатком схемы являются наличие обводного канала, ляд, лебедок для управления

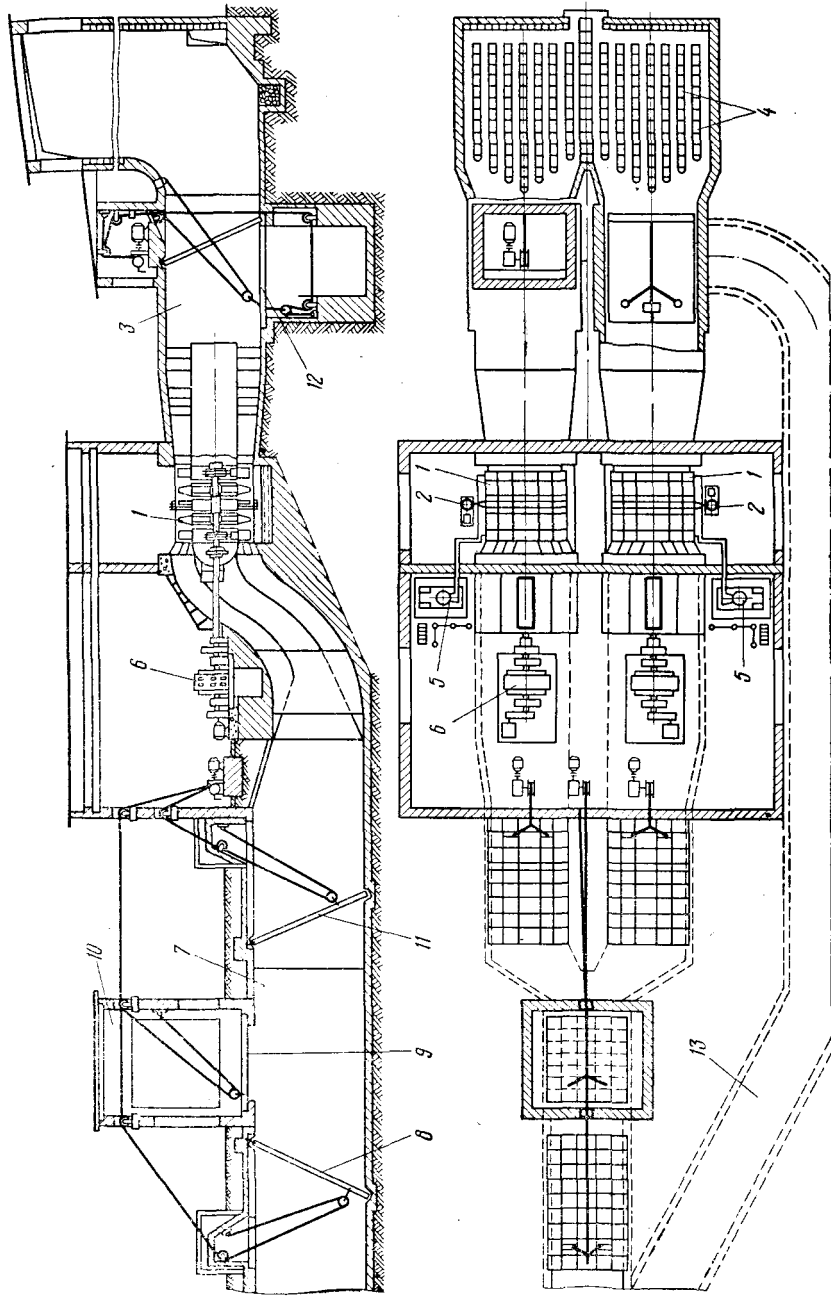


Рис. 25. Устанoвка с вентиляторoми ВОКД-3,6:
 1 — вентилятор; 2 — механизм поворота закрылков прожекторного направляющего аппарата; 3 — диффузор; 4 — глушитель шума;
 5 — маслястанция; 6 — электроподъемник; 7 — вентиляционный канал; 8 — отсекающая лопатка; 9 — лопатка всасывающей будки; 10 — всасывающая будка; 11 — лопатка переключения; 12 — лопатка диффузора; 13 — обводной канал

лядами; подсасывание через неплотности в обводном канале и льдах атмосферного воздуха, достигающее 10—15% производительности вентилятора; обмерзание ляд в зимнее время и т. д.

При вентиляторах нового типажа реверсирование воздушной струи производится при помощи гнутых металлических лопаток промежуточного направляющего аппарата. Реверсированием струи изменяется направление вращения рабочих колес и одновременно изменяется направление выпуклости лопаток направляющего аппарата поворотом их на 180° .

История отечественных шахтных осевых вентиляторов начинается с 1938—1939 гг., когда в ЦАГИ были разработаны вентиляторы серии В (высоконапорные), ставшие основой вентиляторов ОВ, ОДВ, В-УП, В-УПД и ВУ, которые из-за различных недостатков к 1957 г. были сняты с производства.

Вентиляторы ВОК и ВОКД (вентилятор осевой с кручеными лопатками соответственно одноступенчатый и двухступенчатый), выполненные по аэродинамической схеме ЦАГИ К-06 (0,6 — отношение диаметра втулки к диаметру колеса), разработанной в ЦАГИ и в Московском горном институте, отличаются от указанных установок более совершенной аэродинамической схемой проточной части и возможностью более плавного регулирования производительности вентилятора поворотом не только лопаток рабочих колес, но и лопаток направляющих аппаратов.

Вентиляторы ВОК и ВОКД изготавливаются по двум схемам: с входным направляющим аппаратом и без него. Промежуточные направляющие аппараты крупных вентиляторов с колесом диаметром 2,4 м и более выполняются с разрезными лопатками, у которых поворотными элементами являются закрывки (части лопаток). Уменьшение диаметра втулки в этих вентиляторах по сравнению с вентилятором серии В увеличило долю статического давления в полном давлении, что повысило статический к. п. д. установки до 0,72—0,78 при средневзвешенном к. п. д. $\eta_{св} = 0,67 \div 0,7$.

Почти все вентиляторные установки ВОК и ВОКД выполняются без входного направляющего аппарата, который увеличивает шум при работе вентилятора.

Конструктивными особенностями вентиляторов К-06 являются: а) крученые лопатки рабочих колес; б) безгаечное крепление лопаток к втулке специальным штыковым затвором, позволяющее производить поворот лопаток через люк в кожухе; в) закрытый ротор, исключающий попадание в него угольной пыли и нарушение его балансировки; г) подвесной передаточный вал с зубчатыми муфтами одностороннего зацепления, заполняемыми битумной смазкой, что позволяет исключить два подшипника с опорными элементами, укоротить длину вала и уменьшить количество приборов для дистанционного контроля за температурой подшипников; д) кольцевой диффузор со ступенчатым расширением потока и длиной конического участка $L = (1,5 \div 2) D_2$, обеспечивающий снижение потерь в нем и повышение к. п. д. всей установки; е) поворотные закрывки про-

межуточных направляющих аппаратов, позволяющие плавно регулировать производительность при изменении углов установки лопаток колес ступенями через 5° и уменьшать крутящий момент при пуске; ж) глушитель шума, изготовленный из звукопоглощающих блоков; з) секционный кожух, позволяющий комплектовать одно- и двухступенчатые вентиляторы из унифицированных узлов.

На рис. 25 показана установка с вентиляторами ВОКД-3,6, здание которой состоит из двух отсеков: в одном из них размещаются вентиляторы, в другом — двигатели и вспомогательное оборудование (лебедки и маслостанции). В отсеках имеются кран-балки.

На выходе из осевого вентилятора громкость шума достигает 100—120 дБ при частоте 200—300 гц, поэтому применяется глушитель шума, который расположен за диффузором и представляет собой выложенные из звукопоглощающих блоков семь вертикальных стенок, разделяющих воздушный поток на несколько параллельных струй. Поглощение шума в глушителе достигается благодаря трению колеблющихся частиц воздуха в порах звукопоглощающего материала.

Поворотом закрылков можно регулировать производительность вентилятора в пределах $\pm 10\%$ без остановки вентилятора и снижать примерно на 50% момент сопротивления при пуске вентилятора.

Крепление лопаток к втулке производится с помощью конусного затвора (рис. 26), который обеспечивает быструю перестановку лопаток в пределах угла установки $10\text{--}45^\circ$. Действующая на лопатку центробежная сила воспринимается разрезным вкладышем 1, в конусную расточку которого входит коническая часть хвостовика 2 лопатки 3. Вкладыш 1 имеет два выступа 4, упирающиеся в обод втулки 5 колеса и удерживающие его от выпадания. Вкладыш, заведенный через фасонные вырезы обода, поворачивается на 90° и в этом положении стопорится стопором 6. Во время работы вентилятора угол установки лопатки фиксируется за счет трения, возникающего под действием центробежной силы лопатки в конусном соединении. Во время пуска и остановки вентилятора добавочная фиксация указанного угла производится с помощью шайб 7 и 8, на торцах которых через каждые 5° нарезаны зубья. Первая шайба закреплена на хвостовике 2 лопатки, а вторая жестко связана с вкладышем. Первоначальный натяг этих шайб и конусного соединения

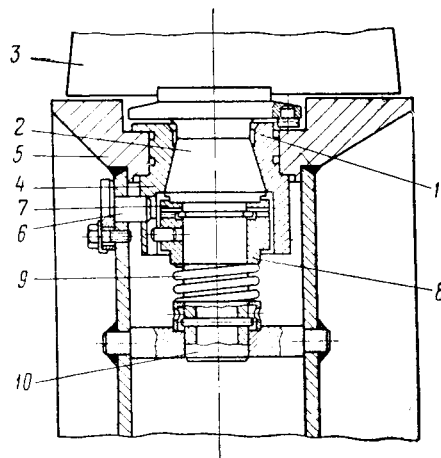


Рис. 26. Крепление лопатки к втулке вентиляторов ВОК и ВОКД

обеспечивается пружиной 9, которая надета на трубчатый хвостовик 10.

В вентиляторах ВОК и ВОКД (исключая вентилятор с диаметром рабочего колеса, равным 1 м) применяется подвесной передаточный вал, который не имеет подшипниковых опор, а с помощью своих зубчатых муфт подвешивается к валу вентилятора и к валу двигателя.

Основными несущими узлами вентиляторных установок ВОК и ВОКД являются опорные блоки, которые своими лапами опираются на обработанные плоскости рамы, заделанной в бетонное основание. В блоках имеются площадки или цилиндрические расточки для установки подшипников. В заднем блоке между втулкой и обечайкой расположены 9 или 11 лопаток спрямляющего аппарата.

Кожух вентиляторов сварной из толстолистовой стали, усиленный поперечными и продольными ребрами и обработанный по внутреннему диаметру. Зазор между концом лопатки и кожухом составляет 0,3—1,5% длины лопатки. Сбоку кожуха имеются люки для поворота, осмотра и замены лопаток рабочих колес. При двухступенчатых вентиляторах в кожухе установлены 16—22 лопатки промежуточного направляющего аппарата. В малых вентиляторах эти лопатки приварены наглухо, а в вентиляторах, начиная с ВОКД-2,4, лопатки имеют поворотные закрылки, которые в случае необходимости поворачиваются одновременно с помощью специального механизма, управляемого дистанционно.

Диффузор вентиляторных установок ВОК и ВОКД состоит из внешней конической и внутренней цилиндрической или конической обечайки из листовой стали толщиной 3—4 мм и крепится к фундаменту четырьмя лапами.

При реверсировании вентиляционной струи (см. рис. 25) отсекающая лядя 8 опускается, разобцая всасывающую сторону вентилятора от ствола. Лядя 9 всасывающей будки 10, лядя переключения 11 работающего вентилятора и обе диффузорные ляди 12 подняты, поэтому всасывающая сторона вентилятора сообщается с атмосферой и нагнетательная сторона через обводной канал 13 — со стволом. поэтому воздух нагнетается вентилятором по обводному каналу в шахту.

Вентиляторы ВОК и ВОКД изготавливаются Каменским и Артемовским машиностроительными заводами. В табл. 1 приведены технические характеристики осевых вентиляторов главного проветривания.

Следует указать, что, как правило, установки ВОК и ВОКД надо использовать при скорости 70—78 м/сек, а переводить их на повышенную скорость (см. табл. 1) можно только на отдельные периоды эксплуатации при необходимости усиления вентиляции шахты.

Вентиляторы ВОКР с колесами диаметром 1,0; 1,5 и 1,8 м, разработанные на базе вентиляторов К-06, имеют гибкие резиновые лопатки направляющего аппарата, направление выпуклости

Таблица 1

Технические характеристики осевых вентиляторов главного проветривания

Показатели	Вентилятор													
	ВОК-1,0	ВОК-1,5	ВОКД-1,0	ВОКД-1,5	ВОКД-1,8	ВОКД-2,4	ВОКД-3,0	ВОКД-3,6	ВОД-11	ВОД-16	ВОД-21	ВОД-30	ВОД-40	ВОД-50
Диаметр рабочего колеса, мм	1000	1500	1000	1500	1800	2400	3000	3600	1100	1600	2100	3000	4000	5000
Скорость вращения вала, об/мин	1460	980	1460	980	750/1000	600/750	500/600	375/500	1420	1000	750	500/600	375	300
Продувательность, м ³ /сек:														
минимальная	5	11	5	13	16/22	32/40	43/52	56/90	6	12	25	50/70	80	160
максимальная	20	47	23	53	70/93	134/166	220/265	285/380	30	67	120	230/270	415	650
Статическое давление, кгс/м ² :														
минимальное	60	60	85	118	94/170	109/170	95/135	74/160	100	90	110	100/150	100	100
максимальное	150	150	280	318	260/470	305/465	312/450	253/450	340	430	365	330/460	335	335
Максимальный статический к. п. д.	0,72	0,72	0,74	0,77	0,77	0,77	0,74	0,77	0,73	0,79	0,82	0,80	0,75	0,81
Маховый момент, тс·м ²	0,054	0,318	0,104	0,625	1,50	4,7	14,2	29,8	—	0,42	2,3	12,8	43,0	131,0

которых изменяется при реверсировании воздушной струи путем изменения направления вращения ротора вентилятора.

Двухступенчатые вентиляторы нового типажа ВОД-11, ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40, ВОД-50 выполнены по аэродинамической схеме ЦАГИ К-84 (К — крученые лопатки, 84 — коэффициент быстроходности). Они имеют более высокий к. п. д. по сравнению с вентиляторами ВОК и ВОКД, причем средневзвешенный к. п. д. их в нормальной области работы составляет не менее 0,75.

Конструкция основных узлов вентиляторов ВОД такая же, как в вентиляторах ВОК и ВОКД. Аэродинамическая схема вентиляторов ВОД показана на рис. 27, где 1 и 2 — рабочие колеса первой и второй ступени, 3 — направляющий аппарат, 4 — спрямляющий аппарат, 5 и 6 — направление соответственно вращения колес

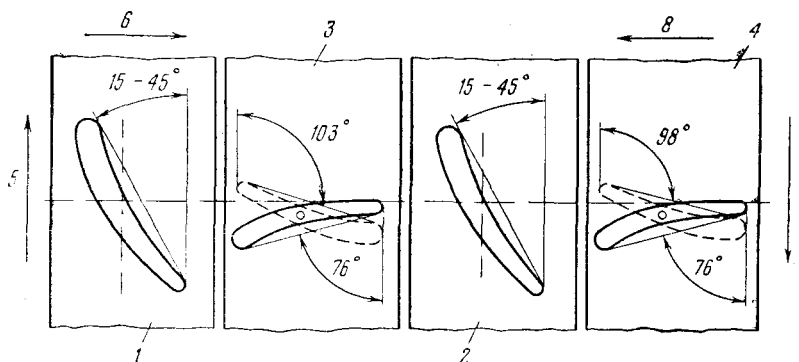


Рис. 27. Аэродинамическая схема вентилятора ВОД

и движения потока при нормальной работе, 7 и 8 — то же, при реверсировании струи.

Направляющий и спрямляющий аппараты имеют по 14 лопаток, которые при нормальной работе установлены под углом 76° к плоскости вращения колеса. При реверсировании струи лопатки поворачиваются на $153-158^\circ$, благодаря чему изменяется направление их выпуклости. Изменение направления выпуклости лопаток вместе с изменением направления вращения рабочих колес обеспечивает реверсирование струи без ляд и обводных каналов, а производительность вентилятора благодаря отсутствию подсосов в реверсирующих устройствах достигает 60—70% нормальной.

Регулирование производительности вентиляторов производится изменением угла установки лопаток на рабочем колесе в пределах $15-45^\circ$, а при более тонком регулировании — одновременным поворотом лопаток направляющего аппарата на угол $5-10^\circ$ (иногда до 36°).

На рис. 28 показан механизм одновременного поворота лопаток направляющего аппарата вентилятора ВОД-50. От колонки 1 приводится в движение приводное кольцо 2. Приводное кольцо

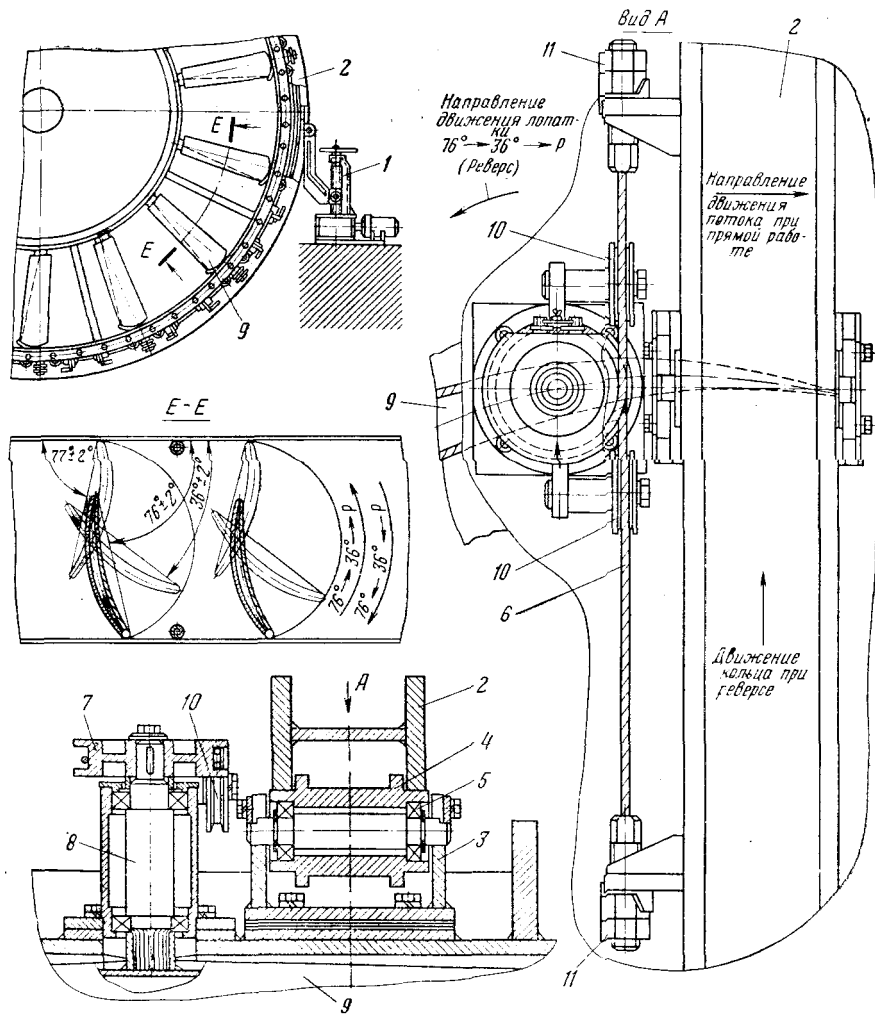


Рис. 28. Механизм одновременного поворота лопаток направляющего аппарата вентилятора ВОД-50

вращается на роликовых опорах 3, ролики 4 которых установлены на подшипниках 5. Кольцо 2 при помощи канатика 6 поворачивает ролик 7, насаженный на конец валика 8, отчего лопатка 9, закрепленная на втором конце валика, повернется на заданный угол. Величина угла поворота фиксируется концевыми выключателями. Направляющие ролики 10 исключают соприкосновение на ролике 7 ветвей канатика, натяжение которого обеспечивается гайками 11.

В вентиляторах ВОД применяется трансмиссионный подвесной вал с зубчатыми муфтами одностороннего зацепления.

Кожух вентиляторов сварной, обечайки стальные и расточены по внутреннему диаметру. Длина конической части диффузора $L = 2D_2$.

Смазка подшипников вентиляторов ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 принудительная циркуляционная от маслостанции. В вентиляторах ВОД-11, ВОД-21 и ВОД-30 применяется густая смазка подшипников, пополняемая через выносные масленки.

Для быстрой остановки вентиляторов после отключения приводного двигателя они снабжены колодочным тормозом с электромагнитным приводом.

На рис. 29 показан общий вид вентилятора ВОД-30.

Вентилятор встречного вращения ВОД-16 (ВВВ-16) выполнен по аэродинамической схеме, разработанной ИГМ и ТК им. М. М. Федорова (цифрами обозначен диаметр рабочего колеса, дм). По этой же схеме выполнен вентилятор ВВВ-21, основные данные которого аналогичны основным данным вентилятора ВОД-21 (см. табл. 1).

Рабочие колеса вентиляторов ВВВ (рис. 30) вращаются в противоположные стороны. При одинаковых окружных скоростях поток, закрученный в первой ступени, раскручивается второй ступенью в противоположную сторону. Так как на выходе из второй ступени скорость закручивания потока равна нулю, то отпадает необходимость в промежуточном направляющем и спрямляющем аппаратах, что значительно упрощает конструкцию и уменьшает размеры и вес вентилятора, повышает его надежность.

Для безударного приема потока от первого колеса и для равномерного распределения давления между ступенями угол установки лопаток второго колеса меньше, чем угол установки первого.

Реверсирование воздушной струи производится изменением направления вращения рабочих колес.

Вентиляторы местного проветривания предназначены для проветривания тупиковых выработок, куда воздух нагнетается по металлическим, прорезиненным матерчатым или пластмассовым трубам диаметром 300—1000 мм; к ним относятся осевые вентиляторы «Проходка-500-2М», СВМ (старого типажа), ВМ и ВМП (нового типажа), а также центробежный вентилятор ВЦ-7 (табл. 2 и 3).

Вентилятор «Проходка-500-2М» выполнен по схеме К-06. Два рабочих колеса насажены на концы вала, встроенного в кожух электродвигателя. Втулка и лопатки рабочего колеса отлиты заодно из алюминиевого сплава. Перед первым колесом имеется коллектор

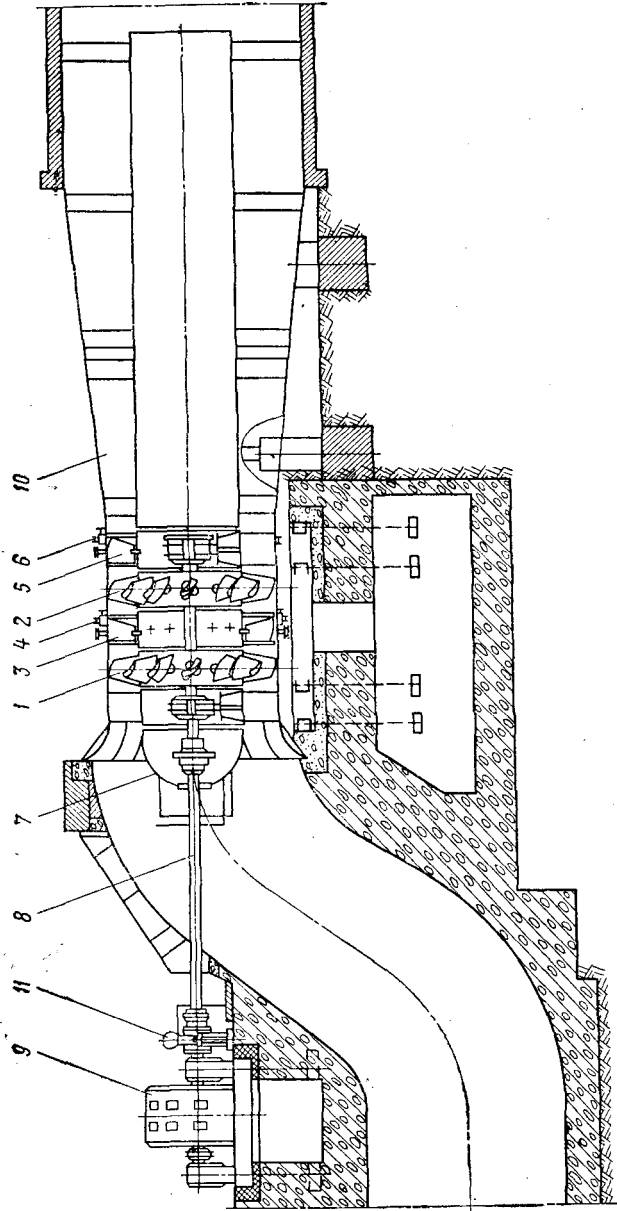


Рис. 29. Общий вид вентилятора ВОД-30:
 1 и 2 — рабочие колеса первой и второй ступеней; 3 и 4 — промежуточный направляющий аппарат и механизм поворота его лопаток; 5 и 6 — спрямляющий аппарат и механизм поворота его лопаток; 7 — передний обтекатель; 8 — главный вал; 9 — двигатель; 10 — диффузор; 11 — тормоз

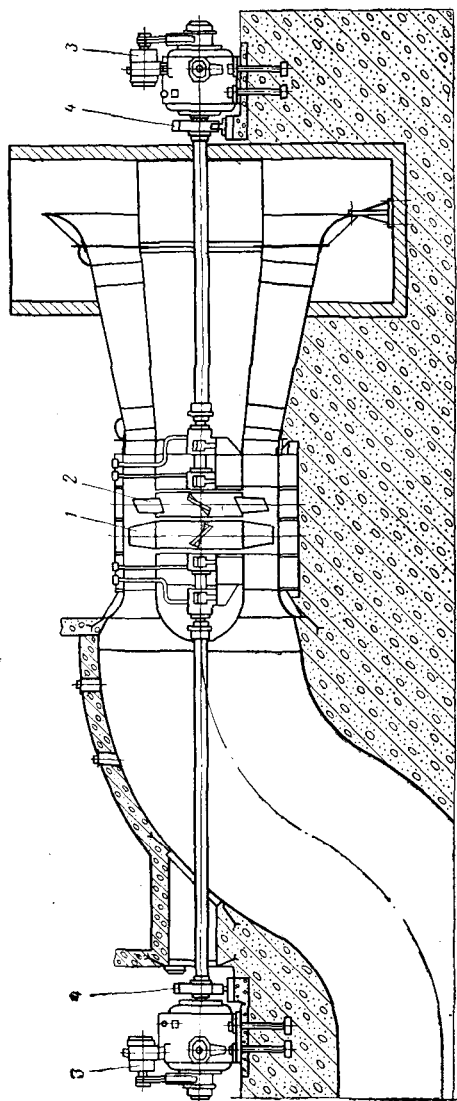


Рис. 30. Вентилятор ВВВ-21 встречного вращения:
1 и 2 — рабочие колеса первой и второй ступеней; 3 — электродвигатель; 4 — тормоза

Таблица 2

Технические характеристики вентиляторов местного проветривания с электроприводом

Показатели	Вентилятор										
	«Прохлад-ка-500-2М»	СВМ-4М	СВМ-3М	СВМ-6М	ВМ-3М	ВМ-4М	ВМ-5М	ВМ-6М	ВМ-8М	ВМ-12М	ВЦ-7
Номинальный внутренний диаметр выходного патрубка, мм	500	400	500	600	300	400	500	600	800	1200	800
Скорость вращения, об/мин	2950	2880	2950	2950	2900	2900	2940	2940	2960	1470	3000
Производительность в рабочей зоне, м ³ /мин	145—225	65—130	110—230	190—420	48—100	50—145	100—240	140—480	240—780	600—1920	84—660
Полное давление в рабочей зоне, кгс/м ²	240—50	85—40	168—70	245—120	100—40	145—70	240—60	340—75	420—80	380—80	1080—100
Мощность двигателя, квт	9.5	2.2	5.5	14	2.2	4	13	24	55	110	75
К. п. д. вентиляторного агрегата	0.6	0.57	0.58	0.62	0.6	0.61	0.67	0.68	0.72	0.73	—

Таблица 3

**Технические характеристики вентиляторов местного проветривания
с пневмоприводом**

Показатели	Вентилятор				
	ВКМ-200А	ВМП-3М	ВМП-4	ВМП-5	ВМП-6М
Номинальный внутренний диаметр выходного патрубка, мм	212	300	400	500	600
Скорость вращения, об/мин	6100	4000—4500	4800—5300	3200—3500	2000—3300
Производительность в рабочей зоне, м ³ /мин	18—35	30—100	45—160	70—270	120—480
Полное давление в рабочей зоне, кгс/м ²	110—40	120—40	220—40	220—80	290—60
К. п. д. вентиляторного агрегата	0,19	0,24	0,28	0,30	0,35
Расход сжатого воздуха, м ³ /мин	1,2	1—3	2,6—5	4—8	9,5—19,5

и обтекатель, между рабочими колесами — направляющий аппарат, а после второго колеса — спрямляющий аппарат.

Практика эксплуатации вентиляторов местного проветривания показала, что в условиях проходки выработок, когда длина трубопровода сравнительно невелика (до 150 м), вентилятор должен быть одноколесным, а в дальнейшем к нему может быть последовательно присоединен другой вентилятор. Такие вентиляторы СВМ (секционный вентилятор местного проветривания) имеют проточную часть, состоящую из входного направляющего аппарата, рабочего колеса с 10 кручеными лопатками из алюминиевого сплава и спрямляющего аппарата с 11 лопатками. Для уменьшения горба на характеристике и расширения зоны эффективной работы перед рабочим колесом установлен сепаратор — венец из большого количества тонких штампованных лопаток. К сварному кожуху вентилятора приварены неподвижные штампованные лопатки направляющего и спрямляющего аппарата.

Вентиляторы ВМ нового типажа (рис. 31) в отличие от описанных имеют следующие особенности:

1) при помощи направляющего аппарата можно регулировать производительность и давление вентилятора в широких пределах. Механизм поворота 1 резиновых лопаток 2 направляющего аппарата расположен во втулке 3, являющейся передним обтекателем:

2) рабочее колесо благодаря конической втулке 4 обеспечивает меридиональное ускорение потока (в направлении от малого основания к большому основанию конуса втулки), при этом почти вся энергия, подводимая к рабочему колесу, превращается в скоростное давление;

3) лопатки 5 рабочего колеса выполнены из капрона, что исключает искрообразование при соприкосновении лопаток с кожухом и уменьшает шум.

Электродвигатель 6 вентилятора ВМ взрывонепроницаемый, съемный.

Лопатки 7 спрямляющего аппарата выполнены из листовой стали и приварены к кожуху 8 и опорному кольцу 9.

Вентиляторы ВМ выпускаются шести типоразмеров: ВМ-3М, ВМ-4М, ВМ-5М, ВМ-6М, ВМ-8М, ВМ-12М (цифры обозначают

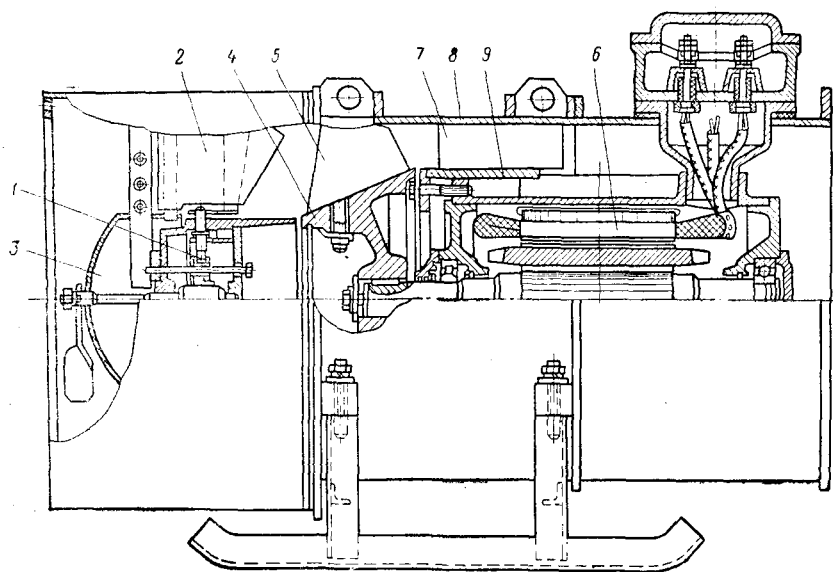


Рис. 31. Вентилятор ВМ-5М

диаметр выходного патрубка, дм). Вентиляторы ВМ-3М и ВМ-4М имеют нерегулируемый направляющий аппарат.

Вентиляторы ВМП с турбинным пневмоприводом имеют сопловой аппарат из двух или трех сопел. При работе вентилятора сжатый воздух попадает через сопло на капроновые лопатки приводной турбинки, закрепленные на внешнем ободе рабочего колеса. Для регулирования производительности и давления вентилятора имеется рукоятка, при помощи которой производят переключения трехходового крана. При этом могут быть обеспечены усиленный, нормальный и пониженный режимы. Проточная часть вентилятора включает передний обтекатель, входной направляющий аппарат, рабочее колесо и спрямляющий аппарат.

Все описанные вентиляторы изготавливаются Томским электро-механическим заводом им. В. В. Вахрушева, а ВКМ-200А — Ново-Горловским рудоремонтным заводом.

Для снижения шума при работе осевых вентиляторов местного проветривания применяются разборные глушители, устанавливаемые на всасывающей и нагнетательной сторонах.

В вентиляторе ВЦ-7 для уменьшения габаритных размеров выход воздушного потока имеет осевое направление. Регулирование производительности вентилятора ВЦ-7 производится поворотом закрылков лопаток рабочего колеса.

§ 3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Центробежные вентиляторы старого типажа (табл. 4) выпускались серийно или небольшими партиями: одностороннего всасывания — ВЦ, ВЦО, ВЩЦ и двустороннего всасывания — ВЦД.

Таблица 4
Технические характеристики центробежных вентиляторов
главного проветривания

Показатели	Вентилятор								
	ВЦ-4	ВЦ-5	ВЦО-1	ВЦО-1,5	ВЦО-2,5	ВЦО-3,1	ВЦО-4,1	ВЩЦ-2,2	ВЩЦ-3,3
Диаметр рабочего колеса, мм	4000	5000	1000	1500	2500	3100	4100	2180	3300
Скорость вращения вала, об/мин	375	300	1470	980	600	500	375	750	500
Производительность, м ³ /сек:									
минимальная	58	155	2,5	6	17	27	60	29	67
максимальная	110	305	17	35	103	163	310	123	285
Статическое давление, кгс/м ² :									
минимальное	330	330	255	255	250	265	245	262	266
максимальное	475	480	434	435	465	495	465	482	490
Максимальный статический к. п. д.	0,72	0,72	0,76	0,75	0,76	0,77	—	0,77	0,77

Вентиляторы ВЦ-4 и ВЦ-5 с рабочим колесом диаметром соответственно 4 и 5 м, спроектированные по аэродинамической схеме ЦАГИ Ц-40, предназначены для шахт с большим сопротивлением вентиляционной сети. В вентиляторе ВЦ (рис. 32) рабочее колесо 1 с 24 лопатками помещено в спиральном металлическом диффузоре 2 и закреплено на консольной части вала 3. Вал расположен в двух самоустанавливающихся подшипниках скольжения 4, которые смонтированы на общей раме 5, укрепленной на фундаменте 6. К диффузору 2 примыкает железобетонный пирамидальный диффузор 7. Вал 3 непосредственно соединяется с валом двигателя 8 зубчатой

муфтой 9. Перед колесом 1 установлен осевой направляющий аппарат 10 для регулирования подачи и давления вентилятора без его остановки. Аппарат 10, заключенный в чугунный корпус, состоит из 14 плоско-выпуклых лопаток и механизма одновременного поворота их. Лопатки могут поворачиваться от положения полного открытия до полного закрытия. Для регулирования производительности и давления, а также для пуска вентилятора предусмотрен шибер 11. Для быстрой остановки вентилятора после отключения двигателя имеется тормоз 12. Лопатки рабочего колеса толщиной 10 мм имеют угол входа 140° и выхода 90° , крепятся к коренному и покрывному дискам с помощью угольников и заклепок.

Смазка подшипников вентилятора циркуляционная, под давлением, с помощью зубчатых насосов.

При работе вентилятора на всасывание струя воздуха поступает из шахты по каналу 13 к колесу 1 и далее выбрасывается колесом 1 через диффузоры 2 и 7 в атмосферу. При реверсировании льда 14 всасывающего канала 13 поднимается вверх и колесо 1 сообщается с атмосферой, в диффузоре 7 поднимается льда 15 и вентилятор сообщается с обводным каналом 16, благодаря чему воздух нагнетается в шахту. Для подъема лед и шибера применяются лебедки с дистанционным управлением.

К недостаткам вентиляторов ВЦ относятся сравнительно невысокий для мощных центробежных вентиляторов к. п. д. (0,72), малый диапазон регулирования при помощи направляющего аппарата и большой маховой момент вращающихся частей, что усложняет пуск двигателя вентилятора.

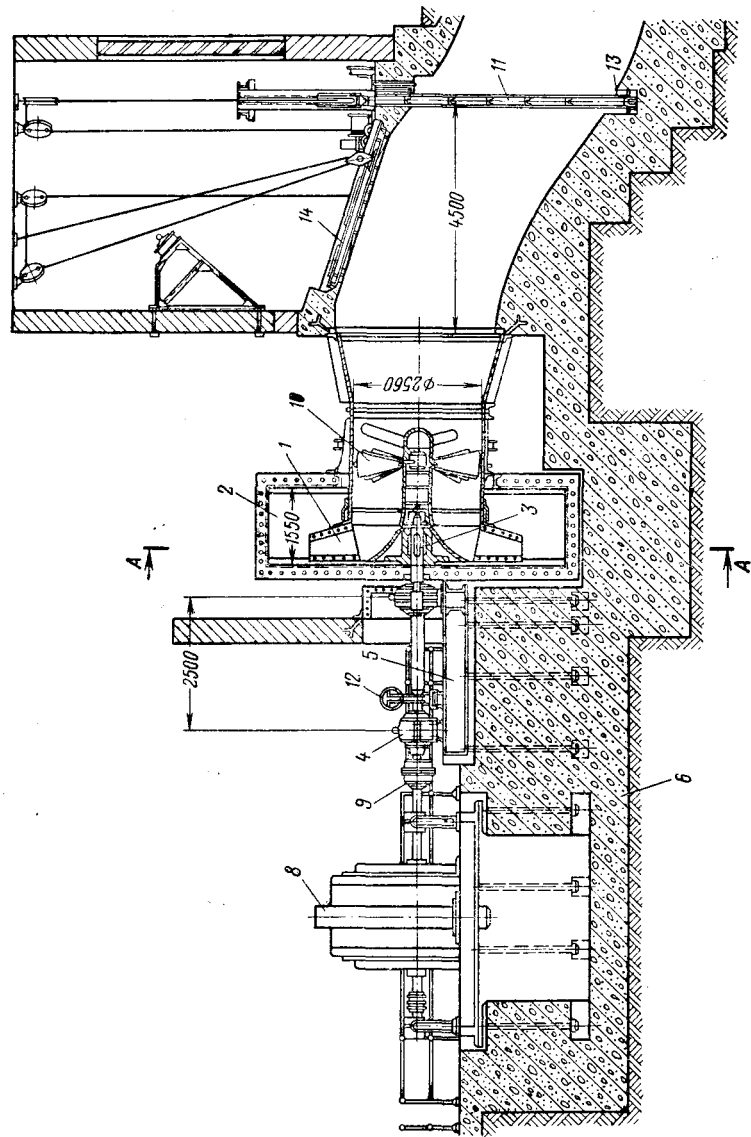
Вентилятор ВЦО имеет колесо с 28 S-образными лопатками, приваренными к плоскому коренному и конусному покрывному дискам (такие же диски показаны в описываемых ниже вентиляторах ВЦД). Направляющий аппарат имеет 12 штампованных лопаток и приводится в действие вручную или при помощи электропривода (при диаметре колеса более 1,5 м). Спиральный диффузор вентилятора ВЦО имеет радиальный амортизатор (см. рис. 33) для успокоения воздушного потока, выходящего из рабочего колеса, что способствует повышению к. п. д. вентилятора.

К этим вентиляторам поставляются реверсивные металлические коробки с льдами и шиберами для реверсирования струи без бетонных обводных каналов.

Диапазон регулирования при помощи направляющего аппарата в этом вентиляторе шире, чем в вентиляторе ВЦ.

Вентиляторы ВЦО с диаметром рабочего колеса 1 и 1,5 м предназначены главным образом для проветривания проходок шахтных стволов глубиной соответственно 750 и 1000 м.

Вентилятор ВЦД-2,2 и ВЦД-3,3 (рис. 33) состоит из рабочего колеса 1 двустороннего всасывания с 28 S-образными лопатками на каждой его стороне; вала 2, вращающегося в двух сферических роликовых двухрядных подшипниках 3; спирального диффузора 4 с радиальным амортизатором 5; двух всасывающих патрубков 6;



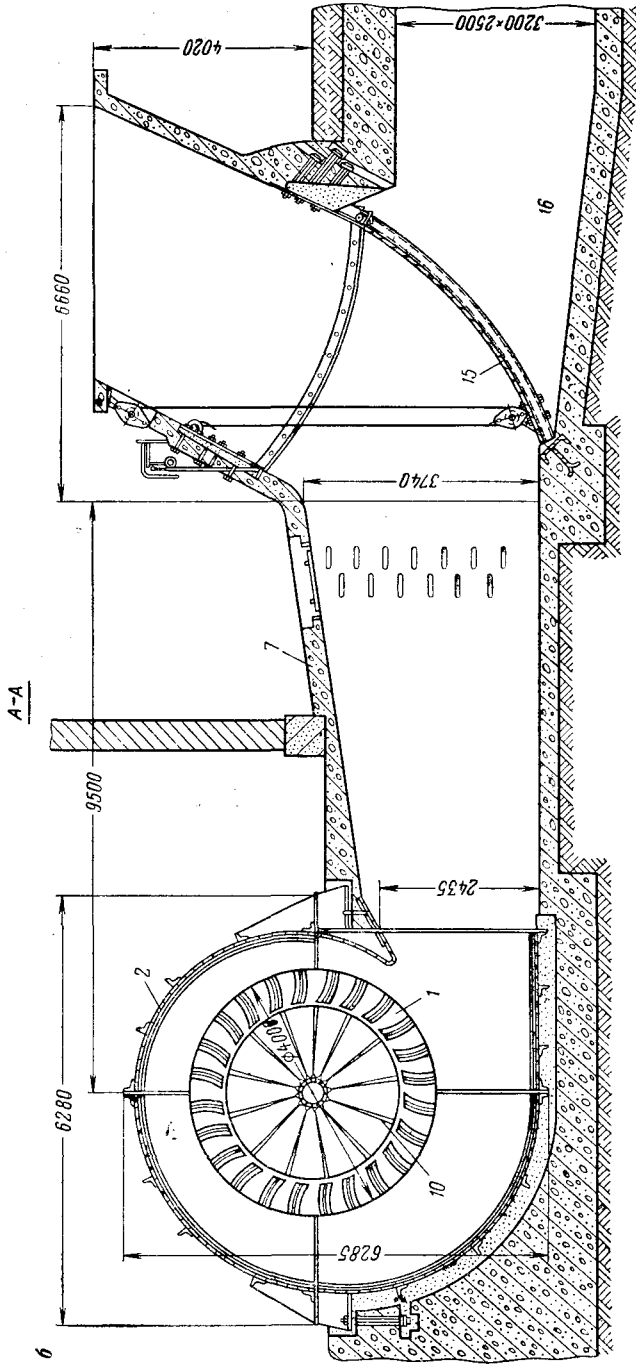


Рис. 32. Установки с вентиляторам ВЦ-4 и ВЦ-5

двух направляющих аппаратов 7, снабженных механизмами одновременного поворота лопаток с двигательными приводами 8. Вал вентилятора и вал двигателя 9 соединяется через зубчатую муфту 10.

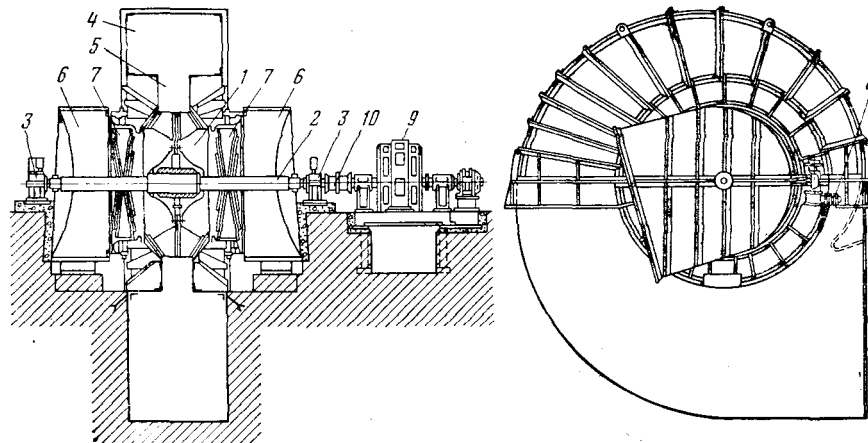


Рис. 33. Вентиляторы ВЦД-2,2 и ВЦД-3,3

На рис. 34 показано рабочее колесо вентилятора ВЦД. Вал вентилятора ВЦД-2,2 трубчатый сварной состоит из двух цапф, трубы и обода, а вал вентилятора ВЦД-3,3 — цельнокованый.

Так как в описанных вентиляторах ВЦО и ВЦД рабочие колеса имеют радиальные или слегка загнутые лопатки с углами выхода

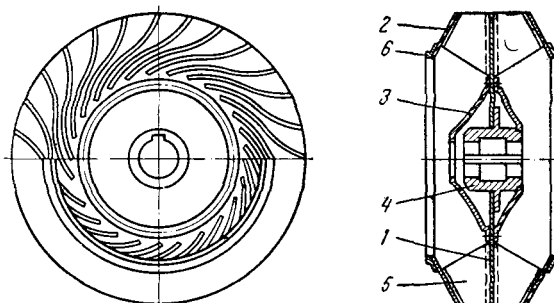


Рис. 34. Рабочее колесо вентиляторов ВЦД-2,2 и ВЦД-3,3:

1 — коренной диск; 2 — покрывные диски; 3 — обтекатели; 4 — ступица; 5 — лопатки; 6 — лабиринтовые уплотнения

90—110°, то повысить к. п. д. этих вентиляторов более достигнутых 0,75—0,77 трудно. Увеличение к. п. д. вентиляторов возможно в том случае, когда рабочее колесо имеет лопатки, загнутые назад, с углами выхода 130—160°, но такие вентиляторы имеют недостаток — сравнительно небольшое давление.

Для увеличения давления вентиляторов с рабочими колесами, имеющими лопатки, загнутые назад, необходимо значительно повысить скорость вращения рабочего колеса, что, однако, ограничено условием его прочности. Для повышения прочности колес можно вместо тонких лопаток применять пустотелые крыловидные лопатки. С повышением прочности таких колес и при окружной скорости 100—120 м/сек крыловидные лопатки улучшают и аэродинамические характеристики вентиляторов.

Центробежные вентиляторы нового типажа (ГОСТ 11004—64) одностороннего всасывания — ВЦ и ВЦП и двустороннего всасывания — ВЦД, ВРЦД, ВЦПД (Р — рудничный, П — проходческий), созданы по современным высокоэкономичным аэродинамическим схемам, разработанным ИГМ и ТК им. М. М. Федорова (табл. 5).

Рабочие колеса в этих вентиляторах имеют крыловидные, загнутые назад лопатки с углом выхода не менее 135° (рис. 35). Статический к. п. д. этих вентиляторов доведен до 0,88 при средневзвешенном к. п. д. в нормальной области работы не менее 0,72. Аэродинамические характеристики (рис. 36) имеют крутые напорные кривые $Q-H$, обеспечивающие устойчивую параллельную работу вентиляторов, а кривые потребляемой мощности сравнительно пологие с максимумом, близким к оптимальному режиму (при η_{\max}). При такой форме кривой мощности исключается опасность перегрузки электродвигателей при резком понижении сопротивления вентиляционной сети.

Вентиляторы ВЦ-11, ВЦ-16 (ВШЦ-16), ВЦ-25, ВЦ-32 конструктивно сходны. Рабочее колесо этих вентиляторов имеет восемь крыловидных лопаток, приваренных к плоскому коренному и коническому покрывному дискам. Жесткость колеса в осевом направлении увеличивается обтекателем, укрепленным на коренном диске, который соединяется со ступицей, насаженной при помощи шпонок на консоль главного вала. В вентиляторе ВЦ-25 (рис. 37, а) коренной диск приварен непосредственно к обтекателю, отлитому заодно со ступицей. Соединение коренного диска со ступицей и обтекателя с коренным диском производится электросваркой. В вентиляторе

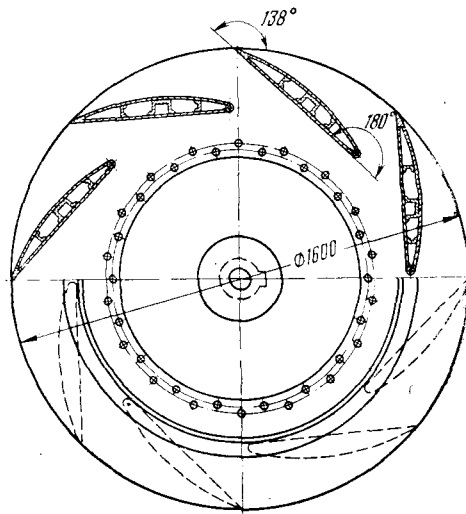


Рис. 35. Рабочее колесо центробежного вентилятора нового типажа

Технические характеристики центробежных вентиляторов нового типажа

Показатели	Вентилятор												
	ВЦ-11	ВЦ-16 (ВЩЦ-16)	ВЦ-25	ВЦ-32	ВЦ-32	ВЦ-32	ВЦД-16	ВЦД-32М	ВЦД-40	ВЩЦ-4,5	ВЦД-47 «Север»	ВЦД-16	ВЩЦ-8
Диаметр рабочего колеса, мм	1100	1600	2500	3200	3200	3200	1600	3200	4000	4600	4700	1600	800
Скорость вращения вала, об/мин	1460	980	600/750	500/600	600	980	980	600— 300	590— 300	375— 500	490— 250	985— 1480	2980
Производительность, м ³ /сек:													
минимальная	5,5	12	22/28	37/45	52	22	22	35	110	100/140	160	6/10	5
максимальная	21	43	78/98	139/167	210	80	80	305	500	420/570	715	30/46	22
Статическое давление, кгс/м ² :													
минимальное	135	110	100/150	130/188	140	140	140	50	180	150/270	140	115/200	250
максимальное	390	338	300/470	358/515	720	380	380	510	830	460/820	920	400/920	920
Максимальный статический к. п. д.	0,85	0,85	0,85	0,84	0,84	0,86	0,86	0,84	0,84	0,85	0,84	0,87	0,85
Маховый момент, тс·м ²	—	—	5,9	25,0	27,0	—	—	37,0	90,0	172,0	202,0	0,68	—

ВЦ-32 (рис. 37, б) эти соединения выполнены при помощи болтов.

Рабочее колесо вентилятора ВЦЭ-32 (рис. 38) отличается от описанных выше. Крыловидные лопатки колеса состоят из непод-

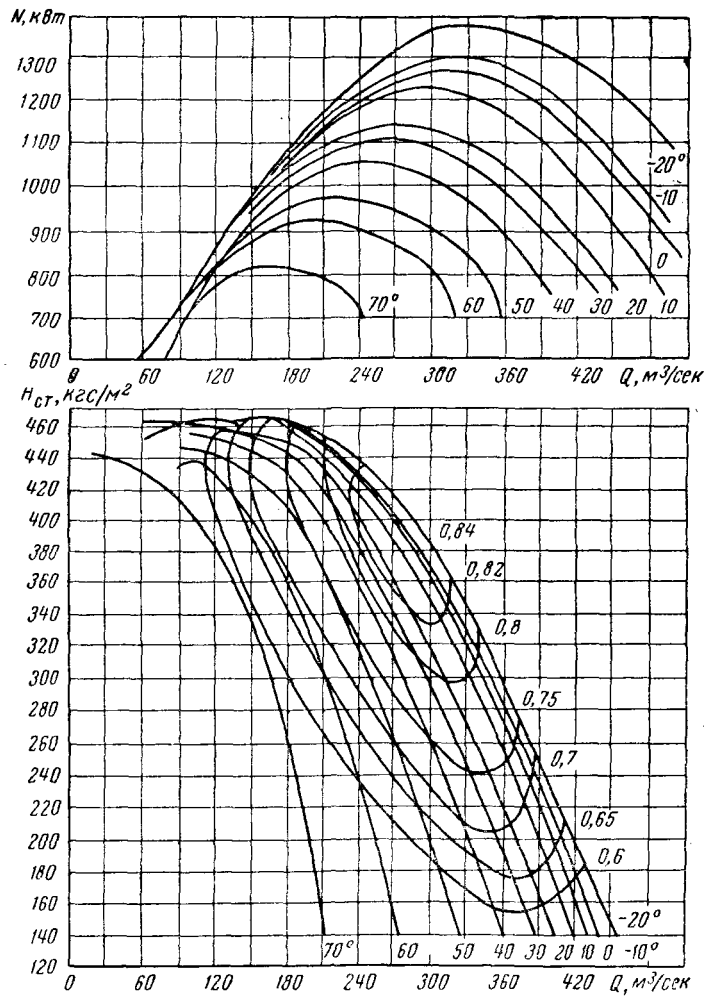


Рис. 36. Характеристики вентилятора ВРЦД-4,5 при $n = 375$ об/мин

вижной части 1, приваренной к плоскому коренному 2 и покрывному 3 дискам, и подвижного закрылка 4. Ось 5 закрылка вращается в подшипниках 6 и 7. Подшипник 7 сидит в стакане 8, прикрепленном болтами к коренному диску. Внутренний зубчатый венец 9 стакана входит в зацепление с фиксирующей шестерней 10, свободно сидящей на консольной части оси закрылка. Корпус подшипника

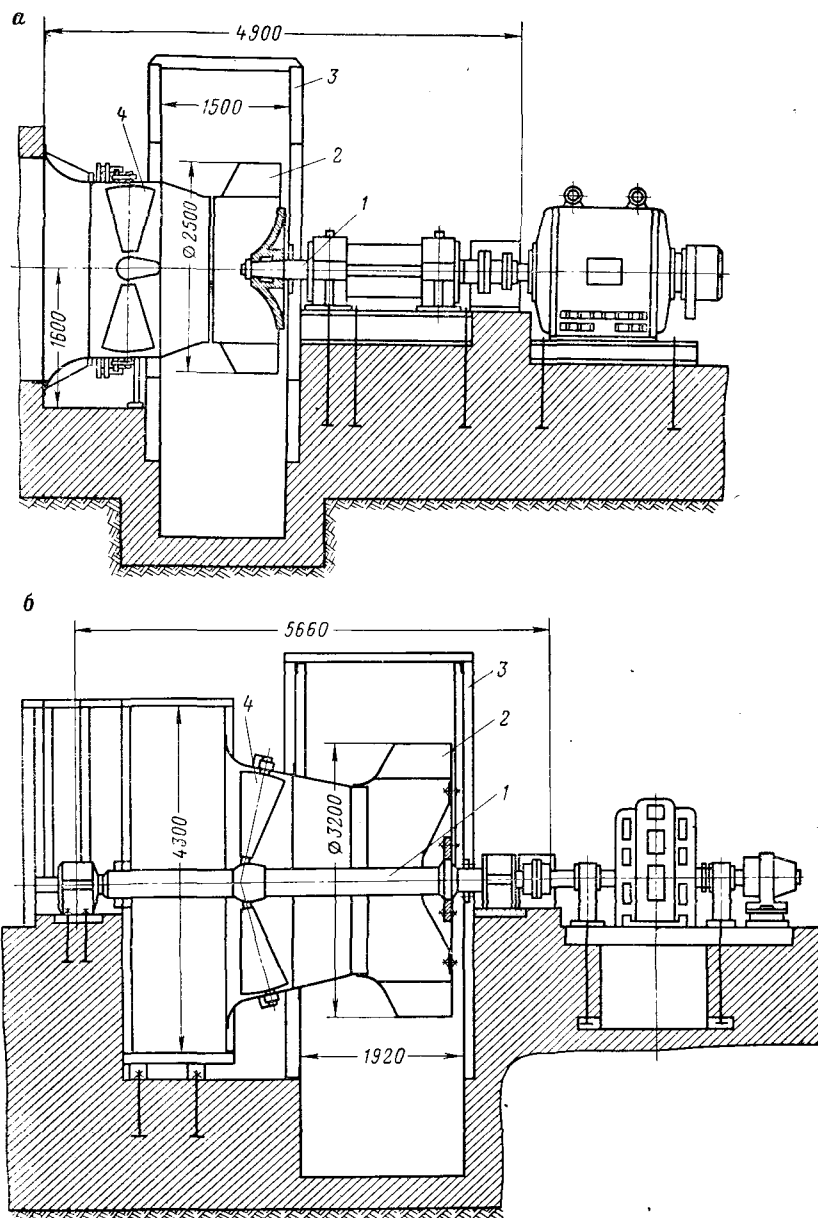


Рис. 37. Вентиляторы одностороннего всасывания ВЦ-25 (а) и ВЦ-32 (б):
 1 — вал; 2 — рабочее колесо; 3 — кожух; 4 — направляющий аппарат

закрывает крышкой 11. Болты 12, упирающиеся в крышку, препятствуют свободному перемещению шестерни 10.

Коренной вал 1 (рис. 39) вентиляторов ВЦ-11 и ВЦ-25 вращается в радиально-сферических подшипниках 2, объединенных трубой 3,

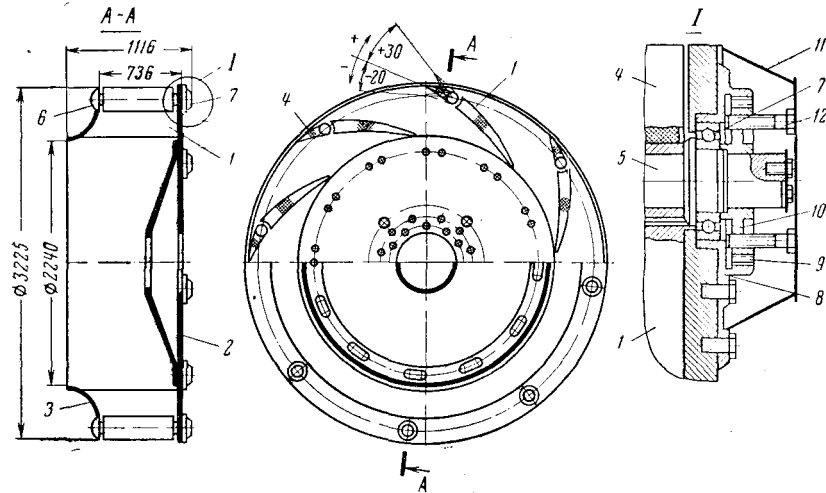


Рис. 38. Рабочее колесо вентилятора ВЦЗ-32

являющейся масляной ванной для подшипников. Перемычка 4 разделяет ванну на два отделения. Уровень масла контролируется маслоуказателями 5.

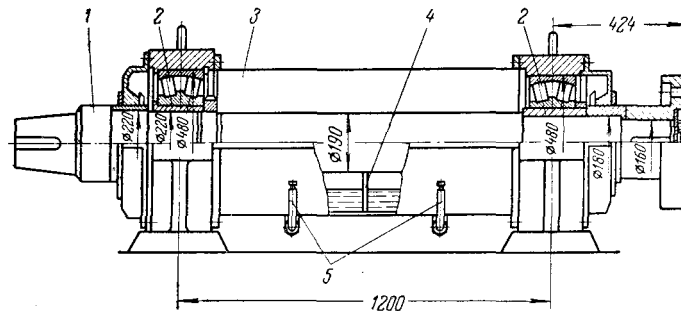


Рис. 39. Вал вентилятора ВЦ-25 и ВЦ-11

В вентиляторах ВЦ-32 (см. рис. 37, б) и ВЦЗ-32 рабочие колеса закреплены между двумя опорами вблизи подшипника, воспринимающего только радиальные нагрузки. При этом уменьшаются поперечные колебания вала, более равномерно распределена нагрузка на подшипники, облегчается их замена.

Регулирование режима работы вентиляторов ВЦ производится осевым направляющим аппаратом с двухсторонними лопатками. Наружные цапфы лопаток выходят в отверстия корпуса направляющего аппарата, а внутренние вращаются в гнездах обтекателя, подвешенного на стойках (см. рис. 37, а) или охватывающего главный вал (ВЦ-32 и ВЦЗ-32).

Угол установки лопаток изменяется от 90° (полное закрытие) до (-10°) — (-30°) . Максимальная производительность обеспечивается при отрицательных углах, когда поток подкручивается навстречу вращения колеса. Механизм одновременного поворота лопаток направляющего аппарата состоит из червячно-винтового привода, поворотного кольца и системы рычагов.

В вентиляторе ВЦЗ-32 регулирование режима работы производится изменением угла установки закрылков лопаток рабочего колеса, а направляющим аппаратом — тонкая регулировка. Закрылки устанавливаются на углы $+10^\circ$, $+20^\circ$ и $+30^\circ$ при необходимости увеличения производительности и на углы -10° и -20° при уменьшении ее.

Спиральный диффузор вентиляторов ВЦ не имеет амортизатора. Нижняя часть диффузора вентиляторов ВЦ-25, ВЦ-32 и ВЦЗ-32 бетонная, а верхняя — металлическая. Так как в вентиляторах ВЦ-32 и ВЦЗ-32 рабочее колесо расположено между двумя опорами, поток воздуха подводится перпендикулярно оси вращения вала через всасывающую коробку с последующим поворотом потока на 90° (см. рис. 37, б).

В вентиляторе ВЦ-32 и ВЦЗ-32 для уменьшения длины установки диффузор повернут вверх (рис. 40). При нормальной работе воздух из шахты по вентиляционному каналу 1 и подводящим каналам 2 поступает через всасывающие коробки 3 в рабочее колесо вентилятора 4 и затем выбрасывается через диффузор 5 в атмосферу. Ляда переключения 6 работающего вентилятора поднята, а резервного — опущена. Ляды 7 диффузоров и ляда 8 всасывающей будки 9 опущены, а отсекающая ляда 10 поднята. При реверсировании струи ляды 7 и 8 подняты, а ляда 10 опущена. Воздух из всасывающей будки 9 по каналам 2 поступает в рабочее колесо вентилятора 4, откуда по коротким обводным каналам 11 и вентиляционному каналу 1 подается в шахту.

Вентиляторы ВЦД-16, ВЦД-32М, ВЦД-40 и ВРЦД-4,5 имеют сварные рабочие колеса двустороннего всасывания, которые состоят из коренного и двух конических (в вентиляторе ВРЦД-4,5 они плоские) покрывных дисков. Между дисками вварены 16 крыловидных лопаток (по 8 с каждой стороны).

Коренной диск в вентиляторах ВЦД-16 и ВЦД-32М болтами прикреплен к ободу главного вала (рис. 41). Обтекатели болтами соединены с коренным диском. Рабочие колеса вентиляторов ВЦД-40 и ВРЦД-4,5 прикреплены к ступице, насаженной на главный вал. Колесо вентилятора ВРЦД-4,5 обтекателей не имеет, а в вентиляторе ВЦД-40 их роль выполняет внешняя поверхность ступицы.

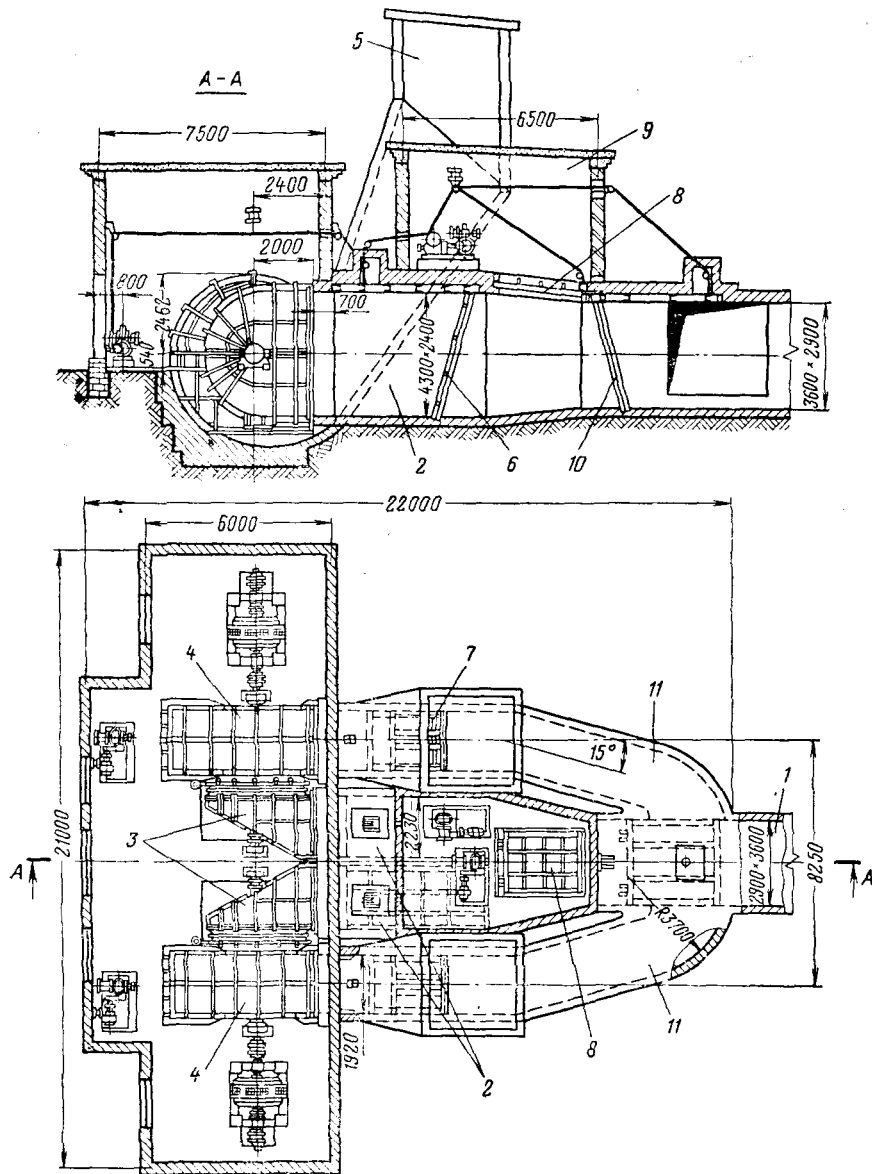


Рис. 40. Установка с вентиляторами ВЦ-32

Смазка подшипников опор главного вала вентиляторов ВЦД-40 и ВРЦД-4,5 производится при помощи маслостанций с шестеренными насосами, а в вентиляторах ВЦД-16 и ВЦД-32 подшипники смазываются маслом, залитым в ванны их корпусов. Главный вал вентилятора ВЦД-40 имеет два приводных конца, так как вентилятор приводится во вращение двумя двигателями. Осевые направляющие аппараты описанных вентиляторов имеют двухпорные лопатки. Внутренние опоры лопаток расположены на кольцевом обтекателе, охватывающем главный вал. Механизм одновременного поворота лопаток направляющих аппаратов ВЦД-16 и ВРЦД-4,5 аналогичен

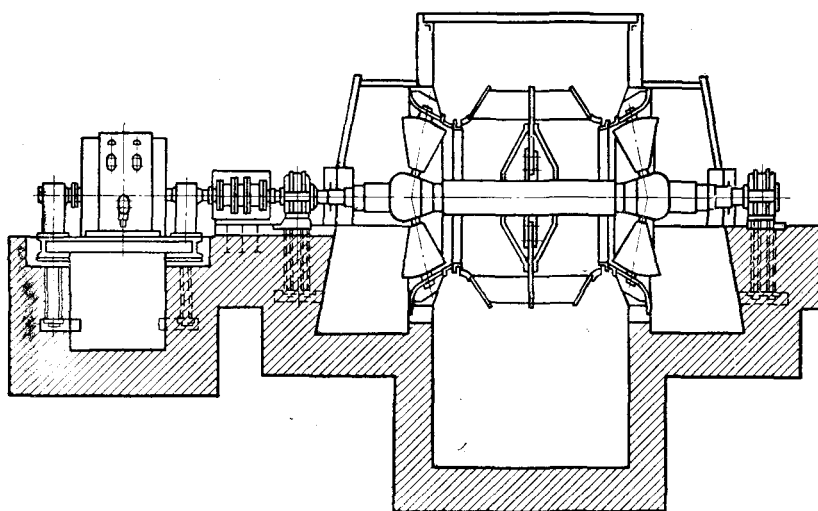


Рис. 41. Вентиляторы ВЦД-32М и ВЦД-40

описанному выше, но в вентиляторах ВЦД-32М и ВЦД-40 привод поворота лопаток направляющего аппарата, выполненный в виде редуктора, расположен внутри кольцевого обтекателя (рис. 42). Электродвигатель, расположенный снаружи кожуха вентилятора, вращает трансмиссионный вал 1, передающий вращение через зубчатую полумуфту 2 с внутренним зацеплением приводному валу 3. На втором конце приводного валика закреплена шестерня 4, находящаяся в зацеплении с зубчатым венцом поворотного кольца 5, вращающегося на шариках, утопленных в радиальных сверлениях. На кольце 5 закреплены зубчатые сегменты 6, входящие в зацепление с зубчатыми секторами 7, на которых закреплены внутренние цапфы лопаток направляющего аппарата.

Основным способом регулирования режима работы вентиляторов ВЦД-16 и ВРЦД-4,5 является изменение угла установки лопаток направляющего аппарата, а вентиляторов ВЦД-32М и ВЦД-40 — изменение скорости вращения рабочего колеса при помощи асинхронного вентиляльно-машинного каскада с использованием напра-

вляющего аппарата для тонкого регулирования. Синхронно-асинхронный привод вентилятора ВРЦД-4,5 позволяет работать на скоростях 500 и 375 об/мин при синхронном режиме работы и 240 об/мин при асинхронном режиме. Для уменьшения времени свободного

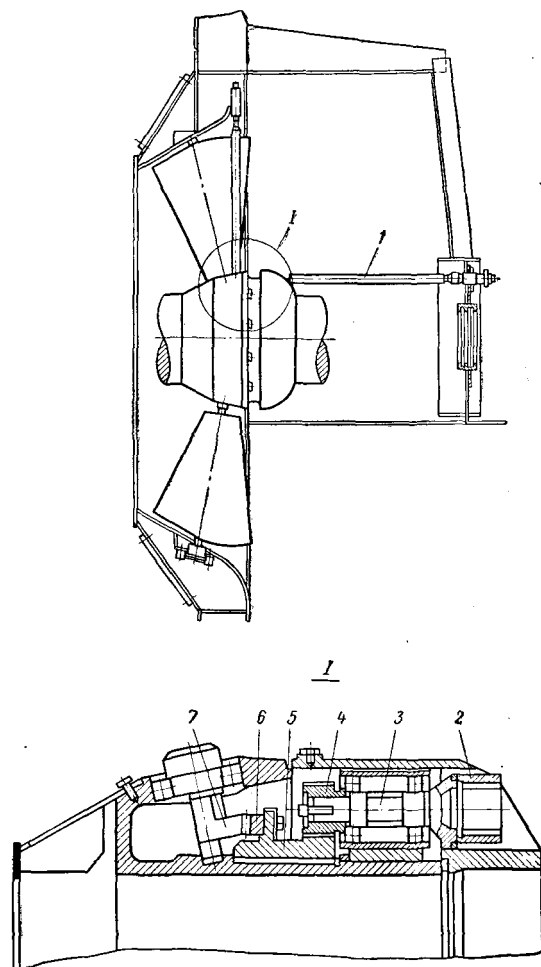


Рис. 42. Кольцевой редуктор направляющего аппарата вентиляторов ВЦД-32М и ВЦД-40

выбега при остановке в вентиляторе ВРЦД-4,5 применяется динамическое торможение.

Спиральный диффузор вентиляторов ВЦД состоит из двух частей: нижней — бетонной и верхней — металлической с ребрами жесткости снаружи.

Вентилятор ВЦД-47 «Север» (рис. 43), предназначенный для труднопроветриваемых шахт, а также для шахт, расположенных в районах с низкими температурами, отличается от описанных выше вентиляторов. Рабочее колесо вентилятора состоит из двух отдельных колес сварной конструкции. Каждое колесо имеет шесть крыло-видных лопаток, приваренных к коренному и покрывному дискам. Коренные диски прикреплены болтами к ступице, насаженной на главный вал, вращающийся в роликовых подшипниках, смазка которых осуществляется от маслостанции. Вал имеет два приводных конца. Вентилятор не имеет направляющих аппаратов. Режим работы регулируется изменением скорости вращения рабочего колеса при помощи асинхронного вентиляльно-машинного каскада. Схема реверсивных устройств этого вентилятора обеспечивает реверсирование вентиляционной струи без лебедок и обводных каналов, что повышает надежность работы вентилятора в условиях низких температур воздуха.

Прходческие вентиляторы ВЦП-16 одностороннего всасывания и ВЦПД-8 двустороннего всасывания предназначены для проветривания проходок стволов диаметром до 8 м и глубиной соответственно до 1400 и 850 м. Эти вентиляторы по конструкции своих основных элементов аналогичны вентиляторам главного проветривания, описанным выше. С вентилятором ВЦП-16 поставляется реверсивное устройство в виде двух ляд, жестко связанных между собой тягой и вмонтированных в коробку.

Сравнение осевых и центробежных вентиляторов. Оба типа вентиляторов не исключают, а дополняют друг друга, так как каждый из них имеет свою область применения.

1. Тип вентилятора, как это принято в турбомашиностроении, характеризуется удельной быстроходностью (см. гл. I, § 5). По удельной быстроходности осевые вентиляторы делятся на быстроходные ($n_s > 200$), средней быстроходности ($n_s = 100 \div 200$) и тихоходные ($n_s < 100$). Для центробежных вентиляторов соответственно $n_s > 50$; $n_s = 25 \div 50$ и $n_s < 25$.

При больших производительностях и не слишком высоких давлениях, когда согласно уравнению (55) центробежные машины тихоходные и с большими габаритами, осевые вентиляторы с непосредственно соединенным электродвигателем имеют значительно меньшие габариты. При меньших производительностях и высоких давлениях осевые машины имеют слишком высокую скорость вращения. Для сохранения допустимой скорости вращения осевые вентиляторы должны иметь в ряде случаев более двух последовательно соединенных колес. Многоколесные осевые вентиляторы являются сложными машинами и менее выгодными по сравнению с одноколесными центробежными вентиляторами, которые могут создавать высокие давления. Поэтому осевые вентиляторы целесообразно применять при больших производительностях, не слишком высоких давлениях и значительной скорости вращения, т. е. когда при

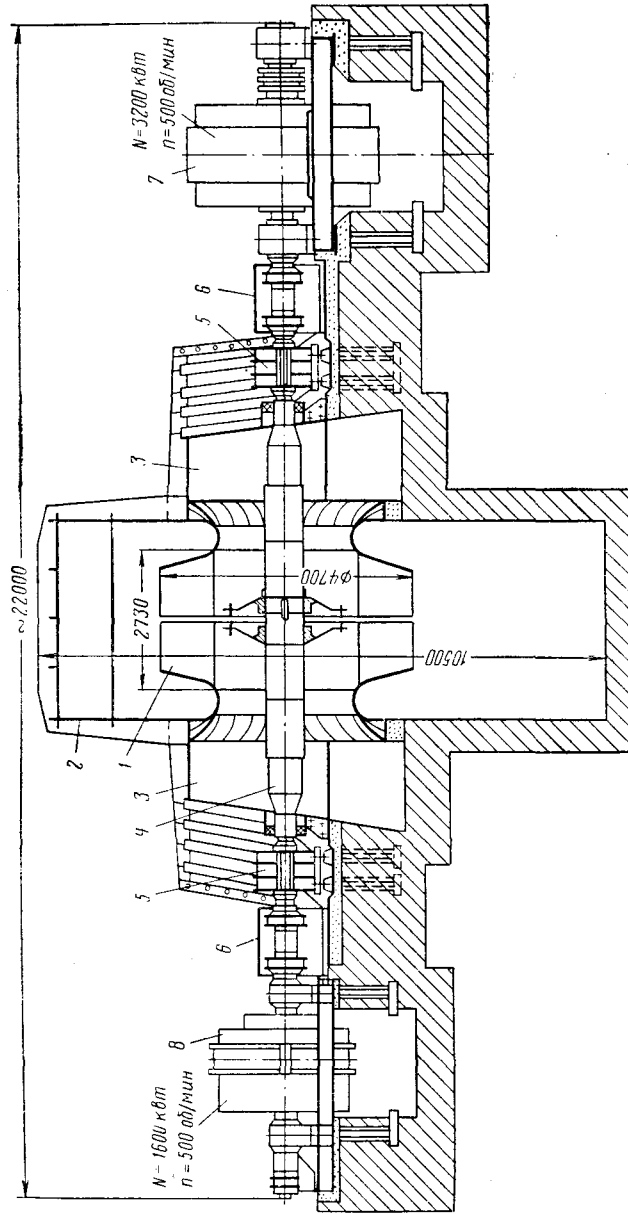


Рис. 43. Вентилятор ВЦД-47 «Север»:
 1 — рабочее колесо; 2 — кожух; 3 — всасывающие коробки; 4 — главный вал; 5 — подшипник; 6 — соединительные муфты; 7 и 8 — электродвигатели

скорости вращения до 80—90 м/сек вентилятор имеет не более двух колес и создает статическое давление до 250—300 кгс/м².

Центробежные вентиляторы целесообразно применять при более высоких давлениях, когда на расчетном режиме необходимо получить статическое давление свыше 250—300 кгс/м². В области средних давлений 150—300 кгс/м² могут применяться как осевые, так и центробежные вентиляторы.

2. Применение центробежных и осевых вентиляторов определяется и формой их области промышленного использования — области режимов при к. п. д. $\eta_{ст} \geq 0,6$. Образование этой области для осевого вентилятора рассмотрено выше (см. гл. I, § 6, рис. 21, б), а у центробежных вентиляторов она заключена между напорной характеристикой вентилятора при минимальном угле установки лопаток направляющего аппарата и кривой к. п. д. $\eta_{ст} = 0,6$. Область промышленного использования осевого вентилятора вытянута вдоль оси Q , а центробежного — вдоль оси H .

Поэтому при вентиляционных режимах с большим изменением Q и меньшим изменением H предпочтительнее осевой вентилятор, в противном случае — центробежный.

3. При совместной работе вентиляторов целесообразнее применять центробежные.

4. Благодаря большой допускаемой скорости вращения осевых вентиляторов возможен непосредственный привод их от быстроходных двигателей, которые по сравнению с тихоходными имеют более высокий к. п. д., и машина имеет сравнительно малые вес и габариты.

5. При работе осевых вентиляторов, если не применяются специальные глушители, возникает большой шум.

§ 4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ДАВЛЕНИЯ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

С подвиганием горных выработок длина их, а следовательно, и сопротивление изменяются.

Задача регулирования режима вентилятора — поддержать требуемую производительность вентилятора независимо от изменения сопротивления и эквивалентного отверстия вентиляционной сети, т. е. независимо от изменения ее характеристики.

Применяются следующие способы регулирования вентиляторов:

1) изменение характеристики вентиляционной сети путем изменения ее сопротивления с помощью дросселирования задвижкой в вентиляционном канале;

2) изменение характеристики вентилятора: а) при постоянной скорости вращения изменением угла установки лопаток на рабочем колесе или в направляющем аппарате, числа лопаток на рабочем колесе или числа колес; б) изменением скорости вращения;

3) комбинированный способ, основанный на изменении характеристик сети и вентилятора.

Выбор способа регулирования определяется не только конструкцией вентилятора, но также глубиной и частотой (периодичностью) регулирования.

Глубина регулирования по производительности e_Q и по давлению e_H выражается формулами:

$$e_Q = 1 - \frac{Q_{\min}}{Q_{\max}}; \quad (60)$$

$$e_H = 1 - \frac{H_{\min}}{H_{\max}}. \quad (61)$$

Центробежные вентиляторы при вытянутой вдоль оси H области промышленного использования имеют относительно большую глубину регулирования по давлению и малую — по производительности. Поэтому регулирование этих вентиляторов при помощи осевого направляющего аппарата недостаточно; для увеличения глубины регулирования по производительности необходимо использовать регулирование изменением скорости вращения вентилятора, т. е. заменять двигатели или применять многоскоростные двигатели. При этом направляющие аппараты используются для тонкого регулирования.

Так как в осевых вентиляторах разница в глубине регулирования по давлению и производительности выражена менее резко, то при них в ряде случаев достаточно регулирование изменением угла установки лопаток на рабочем колесе. При необходимости увеличения глубины регулирования изменяют скорость вращения.

Частота регулирования осевых вентиляторов достигается изменением угла установки лопаток промежуточного направляющего аппарата.

При частом и глубоком регулировании и большой мощности двигателя необходимо применять экономичные регулируемые системы привода (см. гл. IV).

Экономичность регулирования оценивается к. п. д. регулирования — отношением мощности, потребляемой из сети до момента регулирования, к мощности, потребляемой после осуществления регулирования.

При регулировании вентилятора дросселированием надо принять такой угол установки лопаток рабочего колеса осевого вентилятора (или осевого направляющего аппарата центробежного вентилятора), который обеспечил бы подачу в шахту требуемого количества воздуха при минимальном значении эквивалентного отверстия A вентиляционной сети.

Если характеристика сети при A_{\max} изобразится кривой 1, (рис. 44, а), а при A_{\min} — кривой 2, то требуемая производительность Q будет обеспечена при A_{\min} , когда режим работы изобразится точкой 1, т. е. при характеристике 3 вентилятора, соответствующей вполне определенному углу установки лопаток. Для поддержания характеристики сети в виде кривой 2, если $A > A_{\min}$, необходимо

создать дополнительное сопротивление задвижкой в вентиляционном канале. В начале эксплуатации, если выемка полезного ископаемого производится от ствола к границам шахтного поля, задвижка находится в канале в низшем положении, затем она постепенно поднимается, при обратном порядке выемки задвижка вначале находится в верхнем положении.

На практике критерием положения задвижки в канале является показание расходомера — прибора, измеряющего производительность вентилятора Q . Теоретически критерием положения задвижки является ордината точки I (см. рис. 44, а), величина которой должна соответствовать H_{\max} , т. е. наибольшему сопротивлению выработки. Обычно по показаниям депрессиомера устанавливают положение

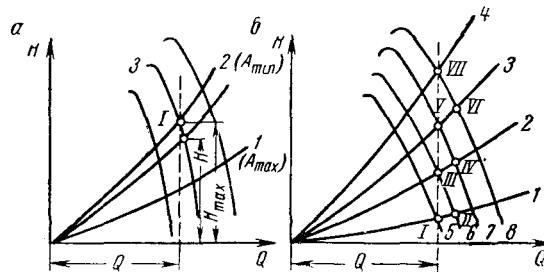


Рис. 44. Диаграмма регулирования вентиляторов изменением:

а — характеристики вентиляционной сети; б — угла установки лопаток рабочего колеса или направляющего аппарата

задвижки, соответствующее несколько отличному значению давления H , чем ордината точки I (так, чтобы производительность вентилятора была несколько больше требуемой). Как только депрессиомер станет показывать величину ординаты точки I , положение задвижки меняют так, чтобы сопротивление опять отличалось от ординаты точки I , т. е. производительность вентилятора станет снова несколько больше требуемой и т. д.

Дросселирование обеспечивает плавное и простое регулирование, но оно экономически невыгодно и потому не рекомендуется для главных установок.

Регулирование изменением угла установки лопаток рабочего колеса осевого вентилятора или направляющего аппарата центробежного вентилятора основано на том, что определенным характеристикам сети 1, 2, 3, 4 должны соответствовать характеристики вентилятора 5, 6, 7, 8, соответствующие, в свою очередь, определенным углам установки лопаток (рис. 44, б). При характеристике сети 1, соответствующей A_{\max} , для обеспечения требуемой производительности Q угол установки лопаток должен быть таким, при котором характеристика вентилятора изобразится кривой 5, а режим работы — точкой I . При неизбежном уменьшении эквивалентного отверстия сети режим работы

переместится от точки *I* влево, и производительность вентилятора станет меньше требуемой. Поэтому в начале эксплуатации угол установки лопаток должен соответствовать характеристике *б* вентилятора, обеспечивающей режим работы *II*, при котором производительность будет несколько больше требуемой. Через некоторое время характеристика сети изобразится кривой *2*, а режим работы — точкой *III*. Во избежание дальнейшего (недопустимого) уменьшения производительности вентилятора необходимо иметь угол установки лопаток, при котором характеристика вентилятора изобразится кривой *7*, а режим работы — точкой *IV* и т. д., до тех пор, пока в конце эксплуатации характеристика сети изобразится кривой *4*, характеристика вентилятора — кривой *8*, а режим работы — точкой *VII*. При этом способе регулирования режим работы в диапазонах режимов *II—III*, *IV—V* и *VI—VII* изменяется автоматически, так как непрерывно изменяется характеристика сети, причем при режимах *II*, *IV* и *VI*, соответствующих началу работ на новых углах установки лопаток, производительность вентилятора больше требуемой, при режимах *III*, *V* и *VII*, соответствующих моменту перехода на новые углы установки лопаток, производительность вентилятора достигает требуемой величины *Q*. При этом способе регулирования угол установки лопаток при выемке полезного ископаемого от ствола к границам шахтного поля увеличивается, а при обратном порядке выемки — уменьшается.

Момент перехода с одного угла установки лопаток на другой определяется в соответствии с ординатами точек *III*, *V* (см. рис. 44, б).

Этот способ регулирования удовлетворяет условиям регулирования шахтных вентиляторных установок и экономичен, однако при ручном способе перестановки лопаток осевого вентилятора на это затрачивается много времени и вентилятор должен быть остановлен.

Регулирование вентиляторов изменением угла установки лопаток направляющего аппарата. Закручивание воздушного потока перед колесом с помощью лопаток направляющего аппарата значительно влияет на характеристику вентилятора: закручивание потока в сторону вращения колеса ($-c_{1u}$) понижает давление и потребляемую мощность, а при закручивании против направления вращения ($+c_{1u}$) давление и мощность возрастают. Этот способ регулирования экономичен и прост, так как положение лопаток изменяется только в неподвижном направляющем аппарате без остановки вентилятора, регулирование плавное. Более выгодным с экономической точки зрения является регулирование с помощью направляющих аппаратов в сторону уменьшения производительности, поэтому лопатки рабочего колеса должны быть установлены на угол, соответствующий производительности несколько большей той, которая необходима для данной шахты. Так как направляющий аппарат, расположенный перед первым рабочим колесом осевого вентилятора, способствует возникновению большого шума, в шахтных вентиляторах новой

конструкции входные направляющие аппараты не применяются, а для регулирования применяется промежуточный направляющий аппарат с поворотными лопатками. Этот способ используется для тонкого регулирования осевых вентиляторов в сочетании с регулированием изменением угла установки лопаток рабочего колеса.

В центробежных вентиляторах регулирование направляющим аппаратом является или основным способом регулирования или вспомогательным (тонкое регулирование) при регулируемом приводе.

Регулирование вентиляторов изменением скорости вращения рабочего колеса (рис. 45).

При характеристике сети I, соответствующей A_{\max} , для обеспечения требуемой производительности Q рабочее колесо должно вращаться с минимальной скоростью вращения n_{\min} , при которой характеристика вентилятора изобразится кривой 5, а режим работы — точкой I. При уменьшении эквивалентного отверстия сети режим работы переместится от точки I влево и производительность вентилятора станет меньше требуемой. Поэтому в начале эксплуатации скорость вращения рабочего колеса должна равняться n_1 , при которой характеристика вентилятора изобразится кривой 6, а режим работы — точкой II при производительности вентилятора, несколько большей по сравнению с требуемой. Через некоторое время характеристика сети изобразится кривой 2, а режим работы — точкой III. Во избежание дальнейшего уменьшения производительности вентилятора необходимо увеличить скорость вращения колеса так, чтобы характеристика вентилятора изобразилась кривой 7, а режим работы — точкой IV и т. д. до тех пор, пока в конце эксплуатации характеристика сети при A_{\min} изобразится кривой 4, характеристика вентилятора, соответствующая максимальной скорости вращения n_{\max} рабочего колеса, — кривой 8, а режим работы — точкой VII. При этом способе регулирования изменение режима работы в диапазонах режимов II—III, IV—V, VI—VII происходит автоматически в связи с непрерывным изменением характеристики сети, причем при режимах II, IV и VI, соответствующих началу работы на новых скоростях вращения колеса вентилятора, производительность вентилятора больше требуемой; при режимах III, V, VII, соответствующих моменту перехода на новые скорости вращения колеса, производительность вентилятора достигает требуемой величины Q . При этом способе регулирования скорость вращения рабочего колеса вентилятора изменяется от n_{\min} до n_{\max} при выемке полезного ископаемого от ствола к границам шахтного поля и от n_{\max} до n_{\min} при обратном порядке выемки.

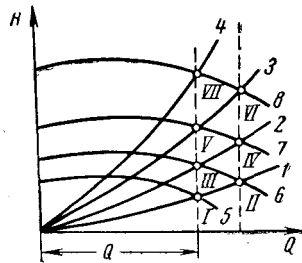


Рис. 45. Диаграмма регулирования вентиляторов изменением скорости вращения

Рис. 45. Диаграмма регулирования вентиляторов изменением скорости вращения

Регулирование вентилятора изменением скорости вращения рабочего колеса может быть грубым (ступенчатым), когда ежедневному непрерывному изменению характеристики сети противопоставляется за все время эксплуатации установки лишь три-четыре изменения характеристики вентилятора, и плавным, когда изменению характеристики сети соответствует непрерывное изменение характеристики вентилятора.

Плавное изменение скорости вращения вентилятора производится регулирующими электроприводами, а ступенчатое регулирование — многоскоростными двигателями или заменой двигателей.

Плавное изменение скорости вращения ротора вентилятора при постоянной скорости вращения двигателя обеспечивается также гидромуфтой, позволяющей расширить область применения асинхронного и синхронного двигателей. Однако применение гидромуфты ограничивается из-за нестабильности ее к. п. д. при значительном изменении скорости вращения вала вентилятора относительно скорости двигателя.

Комбинированный способ регулирования вентиляторов заключается в том, что в диапазонах режимов *II—III*, *IV—V*, *VI—VII* (см. рис. 44 и 45) осуществляется подрегулировка (тонкое регулирование) различными способами (направляющим аппаратом, задвижкой в вентиляционном канале и т. д.).

§ 5. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ НА ОБЩУЮ ВЕНТИЛЯЦИОННУЮ СЕТЬ

В шахтной практике иногда возникает необходимость в совместной работе вентиляторов, вызванная: 1) конфигурацией сети, когда вентиляторы расположены на крыльях шахтного поля; 2) необходимостью в некоторых случаях (при внезапном обильном выделении газа) включить в работу кроме работающего вентилятора резервный; 3) необходимостью преодоления сопротивления выработок (или трубопровода при вентиляции тупиковых выработок), когда это сопротивление больше давления, развиваемого одним вентилятором.

В первых двух случаях вентиляторы относительно сети соединяются параллельно, в третьем — последовательно.

При работе одного вентилятора производительность и давление имеют положительные значения (воздушный поток направлен от всасывающего патрубка к диффузору, разрежение создается у всасывающего патрубка по отношению к диффузору вентилятора).

При остановке одного из параллельно работающих вентиляторов в работающий вентилятор поступает воздух, который в остановленном вентиляторе пойдет от диффузора к всасывающему патрубку (отрицательная производительность $-Q$), но давление у всасывающего патрубка остановленного вентилятора меньше давления у диффузора (положительное давление $+H$).

При остановке одного из последовательно работающих вентиляторов через него идет воздух при работе другого вентилятора от всасывающего патрубка к диффузору (положительная производи-

тельность $+Q$), но давление у всасывающего патрубка будет больше давления у диффузора (отрицательное давление $-H$).

Для анализа работы совместно работающих вентиляторов надо знать характеристику каждого из них (рис. 46): в *I* квадранте (положительная производительность, положительное давление), во *II* ква-

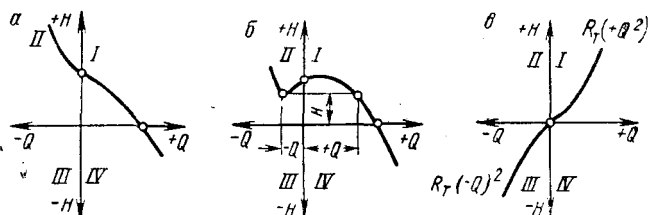


Рис. 46. Полные характеристики:
а и б — вентиляторов; в — вентиляционной сети

дранте (отрицательная производительность, положительное давление), в *IV* квадранте (положительная производительность, отрицательное давление). Эти характеристики в *I* квадранте строят, как указывалось в главе I, § 2. Во *II* и *IV* квадрантах характеристики испытуемого вентилятора получают с помощью другого вентилятора.

Возможны такие характеристики вентиляторов: 1) одному давлению соответствует одна производительность (рис. 46, а); 2) одному давлению соответствует несколько производительностей (рис. 46, б).

Полная характеристика сети $\pm H = R_r (\pm Q)^2$ имеет ветви в *I* и *III* квадрантах (рис. 46, в). Здесь разница между положительными и отрицательными расходами и сопротивлениями условная, определяется направлением воздушного потока в сети.

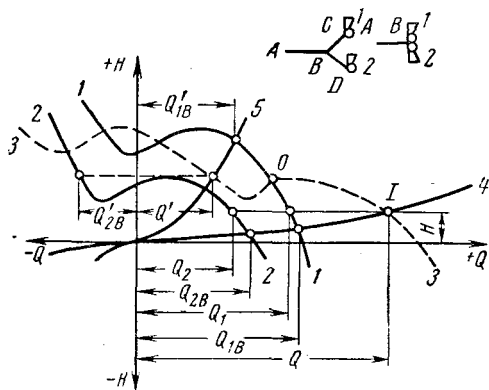


Рис. 47. Диаграмма параллельной работы вентиляторов, установленных на одном стволе

Параллельное соединение вентиляторов применяется при: 1) установке их на одном стволе (один рабочий, другой резервный); 2) установке их на крыльях шахтного поля (фланговые вентиляторы). При первом способе соединения сопротивление участка *BC* и *BD* (рис. 47) незначительно по сравнению с сопротивлением участка *AB*, при втором — наоборот.

Параллельное соединение вентиляторов, установленных на одном стволе, способствует получению экстренной, большей обычной производительности. При

таким соединении сопротивление вентиляционных каналов (участки BC и BD на рис. 47) приравнивают нулю, вентиляторы как бы установлены в точке B и режим работы вентиляторов на общую сеть определится с помощью построения суммарной характеристики вентиляторов.

Суммарная характеристика 3 вентиляторов получается сложением абсцисс характеристик вентиляторов 1 и 2; в этих же осях строится также характеристика сети 4. Точка пересечения указанных характеристик — режим 1 — показывает суммарную производительность вентиляторов Q и давление H . Если из точки 1 провести горизонталь до пересечения с характеристиками 1 и 2, получается производительность Q_1 и Q_2 каждого вентилятора при их совместной работе на эту же сеть. Производительность каждого вентилятора при их самостоятельной работе на эту же сеть соответственно равна $Q_{1в}$ и $Q_{2в}$, причем всегда $Q_{1в} + Q_{2в} > Q$.

Суммарную характеристику параллельно работающих вентиляторов можно разделить на две части с границей между ними в точке O пересечения характеристики 3 и 1. Вправо от точки O суммарная производительность Q параллельно работающих вентиляторов больше производительности $Q_{1в}$ большего вентилятора, работающего самостоятельно. Влево от точки O находится область недопустимой работы, так как последняя производительность $Q'_{1в}$ больше суммарной производительности Q' при характеристике 5 сети, что указывает на отрицательную производительность $Q'_{2в}$ второго вентилятора. Следовательно, параллельное включение вентиляторов допустимо при сравнительно большом эквивалентном отверстии сети.

Параллельная работа вентиляторов с одинаковыми характеристиками будет всегда устойчивой (так как точка пересечения последних лежит на оси H), но приращение производительности совместно работающих вентиляторов по сравнению с производительностью самостоятельно работающего вентилятора будет больше при более пологой характеристике сети.

П а р а л л е л ь н о е с о е д и н е н и е в е н т и л я т о р о в , р а с п о л о ж е н н ы х н а к р ы л ь я х ш а х т н о г о п о л я , отличается от предыдущего тем, что при этом: 1) необходимо обеспечить не только подачу в шахту требуемого количества воздуха, но и распределить его по участкам сети; 2) сопротивления участков BC и BD не равны нулю (рис. 48).

Так как сопротивления участков BC и BD не равны нулю, необходимо построить приведенные к точке B характеристики вентиляторов (вентиляторы как бы сосредоточиваются в пункте B), а затем их суммарную приведенную характеристику.

Участки сети BC и BD по отношению к вентиляторам включены последовательно, поэтому для определения приведенных к точке B характеристик 5 и 6 необходимо из ординат характеристик 1 и 2 вентиляторов вычесть ординаты характеристик 3 и 4 соответствующих участков сети BC и BD . Суммарная приведенная характеристика 7 двух параллельно работающих вентиляторов получается

сложением абсцисс приведенных характеристик 5 и 6. Точка I пересечения характеристики 7 с характеристикой 8 участка AB сети дает общее количество воздуха Q и сопротивление H по этому участку. Если из точки I провести горизонталь до пересечения с характеристиками 5 и 6, получатся значения производительности Q_1 и Q_2 вентиляторов при их параллельной работе. Проводя из точек пересечения вертикали до пересечения с характеристиками 1 и 2, находят давления H_1 и H_2 вентиляторов.

При увеличении сопротивления участка AB сети кривая 9 характеристики этого участка пройдет левее точки O — границы области допустимой и недопустимой работы, поэтому суммарная производительность Q' параллельно работающих вентиляторов может оказаться меньше производительности $Q'_{1в}$ одного вентилятора, что

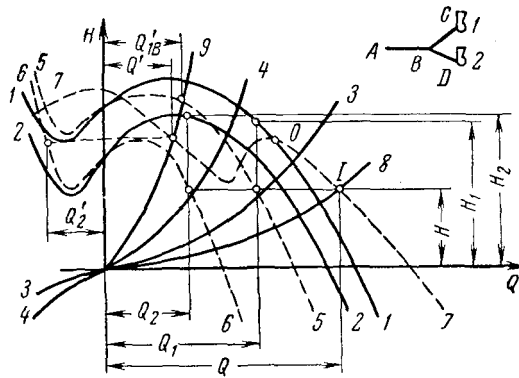


Рис. 48. Диаграмма параллельной работы вентиляторов, расположенных на крыльях шахтного поля

указывает на отрицательную производительность Q'_2 второго вентилятора. Кроме того, может быть несколько точек пересечения суммарной приведенной характеристики 7 с характеристикой участка AB сети, т. е. неустойчивые режимы.

Во избежание неустойчивых режимов желательно применять вентиляторы с непрерывно убывающими характеристиками (см. рис. 46, а). Надежность работы вентиляторов увеличивается с увеличением сопротивления индивидуальных участков и с уменьшением сопротивления общего участка сети.

Последовательная работа вентиляторов применяется для: 1) повышения давления установки, когда для преодоления сопротивления выработок (или вентиляционных труб) недостаточно давления одного вентилятора местного проветривания; 2) быстрого проветривания при проходке шахтных стволов и других выработок.

Необходимость в последовательном соединении главных вентиляторов в настоящее время исключается.

Суммарная характеристика 3 (рис. 49) последовательно соединенных вентиляторов строится сложением ординат характеристик 1 и 2 вентиляторов. По точке пересечения характеристики 3 с характеристикой 4 сети AB находится режим работы I : производительность Q и давление H последовательно соединенных вентиляторов. Пересечение проведенной через точку I вертикали с характеристиками 1 и 2 вентиляторов дает соответственно их давления H_1 и H_2 .

Суммарная характеристика 3 в точке O пересечения характеристик 3 и 1 большего вентилятора делится на две области. Вправо от этой точки — область недопустимой работы, так как вентилятор 2 создает отрицательное давление H'_2 , т. е. он стал дополнительным сопротивлением для вентилятора 1, который создает большее давление H'_1 , чем давление H' вентиляторов 1 и 2, работающих совместно.

При этом общая производительность вентиляторов Q' меньше производительности Q'_{1B} большего вентилятора, работающего самостоятельно. Влево от точки O расположена область допустимой работы, так как совместная работа вентиляторов способствует увеличению давления и производительности совместно работающих вентиляторов. Получаемая производительность больше производительности любого из

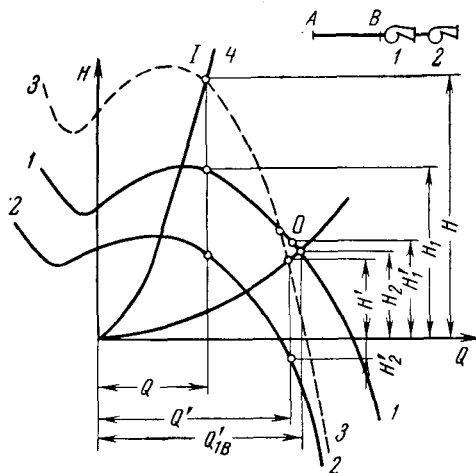


Рис. 49. Диаграмма последовательной работы вентиляторов

этих вентиляторов при их самостоятельной работе. Следовательно, последовательная работа вентилятора приемлема для сетей со сравнительно малыми эквивалентными отверстиями.

Последовательная работа двух одинаковых вентиляторов с одинаковыми характеристиками всегда дает увеличение давления и производительности по сравнению с давлением и производительностью любого из этих вентиляторов, работающих самостоятельно (точка O пересечения характеристик лежит на оси Q), но приращение давления и производительности будет больше при сетях с большим сопротивлением.

Регулирование давления и производительности совместно работающих вентиляторов может быть произведено только соответствующим изменением характеристик вентиляторов или сопротивления участков сети. При изменении режима только одного вентилятора происходит перераспределение количества воздуха по выработкам.

Естественная тяга воздуха, т. е. движение его в выработках, возникает при различных уровнях расположения

стволов шахты; различных температуры, влажности и химическом составе воздуха на поверхности и в выработках.

Для определения естественной тяги в выработке устраивается плотная перемилька с дверьми. Если дверь быстро закрыть, то депрессиомером можно измерить разницу давлений по одну и другую стороны перемильки, т. е. естественную тягу. В практике встречается последовательная работа вентилятора и естественной тяги, возникающей в связи с разницей между температурой воздуха на поверхности и в выработках.

Различают положительную естественную тягу, когда направление воздушных потоков от действия естественной тяги и вентилятора совпадает, и отрицательную естественную тягу, когда направление потоков противоположно.

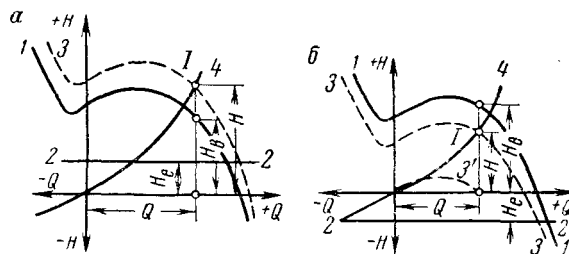


Рис. 50. Диаграмма работы вентилятора при естественной тяге:
а — положительной; б — отрицательной

При положительной естественной тяге суммарная характеристика 3 (рис. 50, а) получается суммированием ординат характеристик 1 вентилятора и 2 естественной тяги. Точка I пересечения характеристики 3 с характеристикой 4 сети укажет режим вентиляции — расход воздуха Q , давление H . Пересечения вертикали из точки I с характеристиками 1 и 2 дают соответственно давление H_v вентилятора и H_e естественной тяги. При положительной естественной тяге расход воздуха в шахте больше производительности вентилятора и расхода воздуха от наличия одной естественной тяги (при их самостоятельном действии).

При отрицательной естественной тяге (рис. 50, б) суммарная характеристика 3 представляет собой характеристику 1, смещенную вниз на величину H_e по характеристике 2 естественной тяги. При отрицательной естественной тяге возможны положительные, отрицательные и неустойчивые производительности. При незначительной величине H_e производительность вентилятора положительная, режим вентилятора устойчивый (режим I на рис. 50, б). При H_e , большем максимального давления вентилятора, направление воздушного потока меняется, т. е. поток потечет в вентиляторе от нагнетательной стороны к всасывающей. При H_e , несколько меньшем

максимального давления вентилятора, характеристика 4 вентиляционной сети может пересечь характеристику 3' в двух точках — неустойчивый режим.

§ 6. ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Для измерения давления, создаваемого вентиляторами, применяются депрессиометры и микроманометры.

Депрессиометр (рис. 51) состоит из двухколенной трубки 1 диаметром 5—10 мм, в которую налита подкрашенная вода, шкалы 2 и шланга 3. При невключенном депрессиометре нулевое деление шкалы находится против уровня воды в трубках. С помощью шланга одно колено депрессиометра соединяется с вентиляторным каналом, а другое остается открытым, уровень воды в каждом колене при этом будет различным. За величину давления принимается разница уровней жидкости в коленях депрессиометра, точность отсчета до 0,5 мм вод. ст. (кгс/м²).

В микроманометре (рис. 52), обеспечивающем большую точность замера давления, резервуар 1 заполнен этиловым спиртом. Для включения прибора имеется кран 2. Измерительная трубка 3 шлангом 4 соединяется через штуцер 5 с краном 2. Винтом 6, воздействуя на поплавок, устанавливают уровень спирта, соответствующий нулевому делению шкалы. Для изменения пределов измерения трубка 3 может быть установлена под различными углами, для чего на стойке 7 имеются четыре отверстия, а на кожухе 8 трубки — защелка.

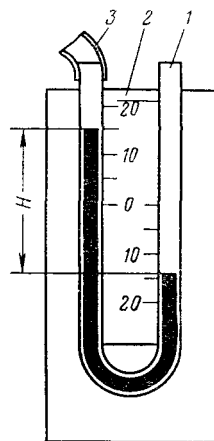


Рис. 51. Депрессио-метр

При замерах штуцер 9(+) присоединяется трубкой к пункту с большим давлением, а штуцер 10(—) — к пункту с меньшим давлением. При смещении уровня в трубке 3 на длину l_m измеряемое давление равно

$$H = l_m \gamma_{сп} \sin \alpha, \quad \text{мм вод. ст. (кгс/м}^2\text{)}, \quad (62)$$

где $\gamma_{сп}$ — удельный вес спирта;

α — угол установки трубки относительно горизонта.

Для удобства пользования формулой (62) на стойке микроманометра нанесены значения $k = \gamma_{сп} \sin \alpha$, соответствующие указанным выше четырем положениям трубки 3.

Схема замеров статического, динамического и полного давлений показана на рис. 53.

Статическое давление $H_{ст}$ — давление, которое оказывает на стенки трубопровода воздух, протекающий параллельно этой стенке.

Динамическое давление $H_{\text{дин}}$ — давление, необходимое для перемещения воздуха со скоростью $v_{\text{п}}$,

$$H_{\text{дин}} = \gamma_{\text{вз}} \frac{v_{\text{п}}^2}{2g} = \rho \frac{v_{\text{п}}^2}{2}, \quad \text{мм вод. ст. (кгс/м}^2\text{)}, \quad (63)$$

где $\gamma_{\text{вз}}$ — удельный вес воздуха;
 $\rho = \frac{\gamma_{\text{вз}}}{g}$ — плотность воздуха.

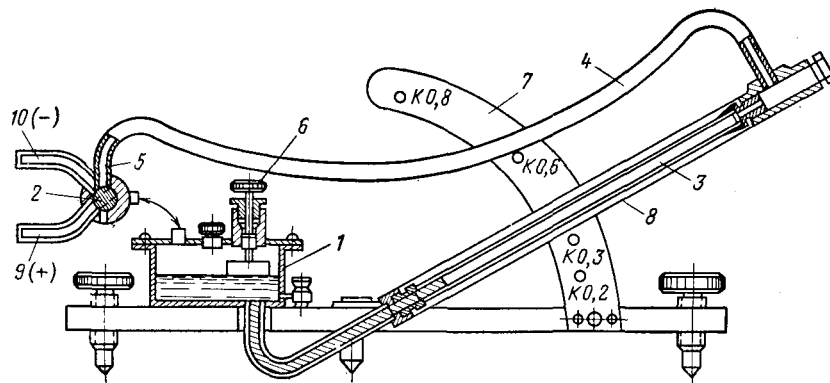


Рис. 52. Микроманометр

При нормальных атмосферных условиях (давление 760 мм рт. ст., температура 20° С, влажность 50%) $\gamma_{\text{вз}} = 1,2 \text{ кгс/м}^3$ и, следовательно, $\rho = 0,122 \text{ кгс} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$.

Полное давление H равно сумме $H_{\text{ст}}$ и $H_{\text{дин}}$.

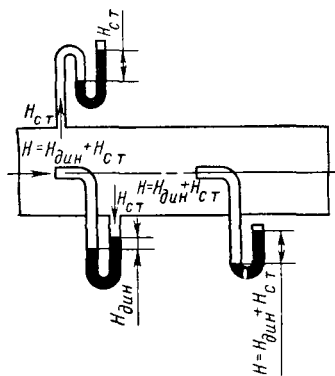


Рис. 53. Схема замеров статического, динамического и полного давлений

Давление замеряют при помощи пневмометрической трубки (рис. 54), состоящей из наконечника 1, державки 2, штуцеров 3(+) и 4(-). Отверстие 5 служит для замера полного давления, а прорезь 6 — статического. Трубка вводится в воздушный поток так, чтобы отверстие 5 было направлено навстречу потоку. Если депрессиометр или микроманометр соединить со штуцером 3, замеряется полное давление, со штуцером 4 — статическое, а если одновременно со штуцерами 3 и 4 — динамическое давление.

Скорость $v_{\text{п}}$ воздушного потока можно определить по измеренному динамическому давлению на основании формулы (63).

Для замера скорости потока применяются анемометры: крыльчатые при скоростях потока 0,5—10 м/сек; чашечные при скоростях

1—20 м/сек; дифференциальные крыльчатые, в которых поддувной механизм направляет струйку поддува с определенной скоростью на лопасти анемометра, чем компенсируется торможение прибора от трения. Для измерения скорости 0,1—5 м/сек применяются весьма чувствительные крыльчатые анемометры на струнных осях. Непосредственное измерение скорости производится электроанемометрами, измеряющими ток, протекающий по проволоке, температура и сопротивление которой зависят от скорости обдувания ее потоком, и реактивными анемометрами, в которых угол отклонения флюгера-указателя пропорционален скорости воздушного потока.

В крыльчатом и чашечном (рис. 55) анемометрах вертушка 1 с лопастями или чашечками, приводимая во вращение воздушным потоком, соединена со счетным механизмом 2 осью 3. Одна из стрелок

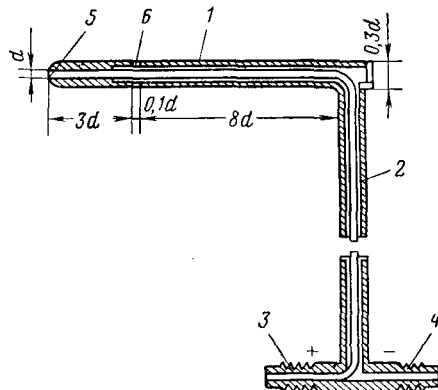


Рис. 54. Пневмометрическая трубка

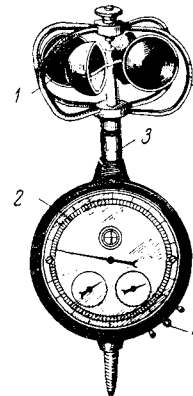


Рис. 55. Чашечный анемометр

счетного механизма показывает единицы и десятки, другая — сотни, третья — тысячи. Счетный механизм включается рычажком 4.

Скорость воздушного потока при помощи этих анемометров измеряют следующим образом. Записывают показание стрелок на циферблате при выключенном счетном механизме, вертушку вводят в воздушный поток и одновременно включают счетный механизм и секундомер, через 2—3 мин также одновременно их выключают и записывают новое показание стрелок анемометра и продолжительность замера. Далее из показаний анемометра после окончания замера вычитают показание анемометра до начала замера и полученный результат делят на продолжительность замера. По полученному значению числа делений прибора в секунду и по паспорту анемометра находят скорость воздушного потока. Умножением скорости v_n на площадь F сечения, где произведен замер, получают расход воздуха Q в этом сечении.

Постоянный контроль производительности и давления вентиляторов осуществляется при помощи дифференциальных манометров (дифманометров). Наибольшее применение получили кольцевые, поплавковые и мембранные дифманометры. Применяются также колокольные, сильфонные, тензометрические и другие дифманометры.

метры. Эти приборы являются первичными — они непосредственно воспринимают импульс от измеряемой величины. Первичный прибор

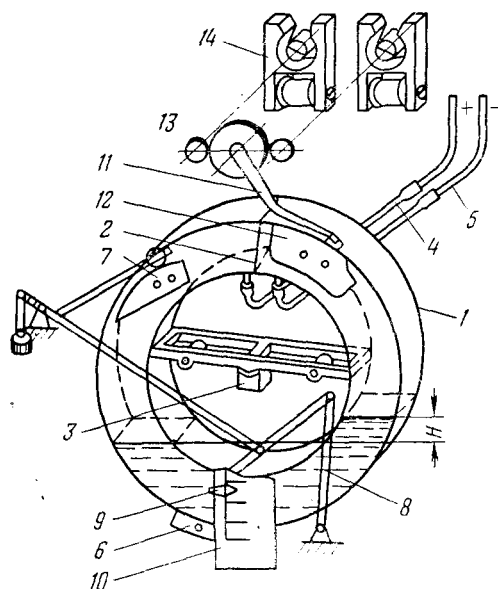


Рис. 56. Кольцевой дифманометр

может иметь шкалу или не иметь, а также может быть самопишущим. Для дистанционного контроля производительности и давления вентиляторов применяются вторичные приборы, электрически связанные с первичными.

На рис. 56 показана схема кольцевого дифманометра. Полое кольцо 1 квадратного или круглого сечения, частично заполненное водой, трансформаторным маслом или ртутью, имеет внутри перегородку 2, разделяющую незаполненное пространство на две камеры. Кольцо подвешено на призматической опоре 3.

Правая и левая камеры гибкими трубками 4 и импульсными трубками 5 соединены с вентиляционным каналом. Если в одной из камер давление будет больше, чем в другой, произойдет изменение уровней заполнителя в камерах, отчего кольцо начнет поворачиваться до тех пор, пока создаваемый грузом 6, не уравняются. При повороте кольца ролик, скользящий по лекалу 7, приведет в движение рычажную систему 8 и стрелка 9 покажет на шкале 10 измеряемую величину H . В это же время рычаг 11, скользящий по лекалу 12, через зубчатую передачу 13 повернет рамки ферродинамических датчиков 14 дистанционной передачи показаний на вторичный прибор. Эти рамки, включенные встречно с рамками ферродинамических датчиков вторичного прибора, образуют сбалансированную систему. При повороте рамок первичного прибора э. д. с. разбалансируется на электронный усилитель, а затем на двигатель, который повернет рамки вторичного прибора до установления баланса, а также приведет в движение стрелку, показывающую измеряемую величину, и перо записывающего устройства.

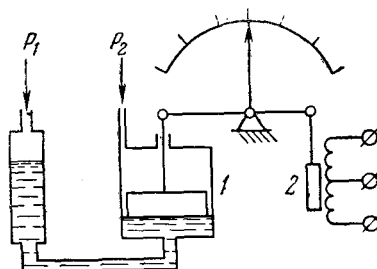


Рис. 57. Поплавковый дифманометр

Поплавковый дифманометр (рис. 57) представляет собой два сообщающихся сосуда, частично заполненных жидкостью или ртутью. В большем сосуде, к которому подводится большее давление, находится пустотелый поплавок 1. При различных давлениях в сосудах будет изменяться уровень рабочей жидкости, и поплавок, следуя за уровнем, приведет в движение рычажную систему и стрелку, а также плунжер 2 индукционной системы дистанционной передачи показаний на вторичный прибор. Эта система представляет собой мостовую схему, находящуюся в равновесии. Перемещение плунжера 2 вызовет перераспределение напряжений в двух плечах моста, находящихся в первичном приборе, отчего по нейтрали моста потечет уравнивающий ток, который приведет к перераспределению напряжений в двух плечах моста вторичного прибора. Вследствие этого плунжер вторичного прибора начнет перемещаться до установления равновесия в мосте и приведет в движение стрелку и записывающее устройство.

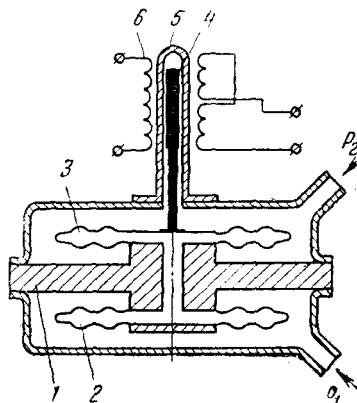


Рис. 58. Мембранный дифманометр

На рис. 58 показан бесшкальный мембранный дифманометр. Перегородка 1 разделяет корпус дифманометра на две камеры. Гофрированные металлические мембранные коробки 2 и 3 сообщаются между собой и заполнены дистиллированной водой.

Большее давление подводится в нижнюю камеру. При разнице давлений в камерах вода переливается из нижней мембранной коробки 2 в верхнюю 3 до установления равновесия упругих сил деформаций коробок. При этом верхний центр коробки 3 перемещается, а вместе с ним перемещается и плунжер 4, находящийся в разделительной трубке 5. Перемещение плунжера вызовет изменение напряжения в обмотках 6 дифференциально-трансформаторной системы дистанционной передачи показаний на вторичный прибор.

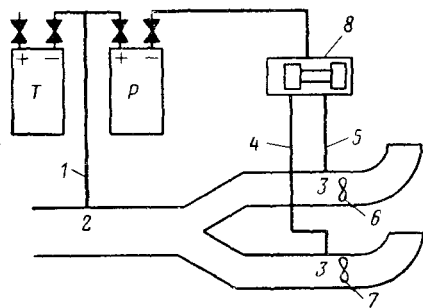


Рис. 59. Схема включения приборов для контроля производительности и давления вентиляторов

На рис. 59 показана схема включения приборов для контроля производительности и давления вентиляторов, позволяющая использовать один комплект приборов для контроля обоих вентиляторов.

Тягомер T измеряет при помощи трубки 1 статическое давление в вентиляционном канале. Расходомер P измеряет перепад давлений в сечениях 2 и 3 . Трубки 4 и 5 введены в канал перед рабочими колесами вентиляторов 6 и 7 . Электромагнитным вентилем 8 производится переключение расходомера на измерение производительности вентиляторов 6 или 7 , причем переключение это происходит автоматически при переходе с одного вентилятора на другой.

Г л а в а III

КАЛОРИФЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

Воздух, поступающий в шахту, зимой необходимо подогревать, чтобы не допустить образования льда от капежа в стволе, предохранить крепление и оборудование ствола от вредного влияния периодического обмерзания и оттаивания, предохранить рабочих от простуды при подъеме и спуске их по стволу.

Для подогрева воздуха применяются калориферы, обогреваемые обычно паром. Используются два типа калориферных установок: с перемешиванием горячего и холодного воздуха в стволе и с перемешиванием горячего и холодного воздуха до поступления в ствол.

При первом типе калориферной установки (рис. 60, а) воздух, нагретый калорифером до $60-70^\circ$, калориферным вентилятором нагнетается по каналу, проложенному в земле, в ствол шахты, где смешивается с воздухом, поступающим из атмосферы, причем температура смеси воздуха должна быть $+2^\circ$.

Калориферная установка соединяется со стволом шахты каналом с уклоном $0,01$. В местах выхода канала в ствол уклон канала увеличивается до $5-10^\circ$ во избежание выбивания струи горячего воздуха на поверхность. Каналы примыкают к стволу в радиальном или тангенциальном направлениях. При тангенциальном направлении достигается лучшее перемешивание подогретого воздуха с холодным.

Однако первый тип калориферной установки не обеспечивает равномерного распределения нагретого воздуха в стволе, не позволяет обогревать примыкающие к стволу помещения технологического комплекса и полностью автоматизировать установку.

Второй тип калориферной установки не имеет перечисленных недостатков. Воздух через жалюзи всасывающей будки 1 (рис. 60, б) поступает к вентилятору 2 , который подает его через диффузор 3 на калориферы 4 . Нагретый в калориферах воздух в камере 5 смешивается с основным потоком холодного воздуха, поступающего из воздухозаборной будки 6 . Смесь воздуха по каналу 7 поступает в ствол. Вентилятор приводится во вращение двигателем 8 . Перестановка ляд 9 и 10 осуществляется лебедкой 11 . Пар в калориферы подается по паропроводу 12 .

При нагнетательной системе проветривания шахты применяется безвентиляторная калориферная установка (рис. 61). Регулирова-

ние подачи нагретого воздуха производится здесь при помощи ляд с электроприводом.

Калориферы выпускаются чугунные пластинчатые и стальные оребренные. На шахтах наибольшее применение имеют пластинчатые

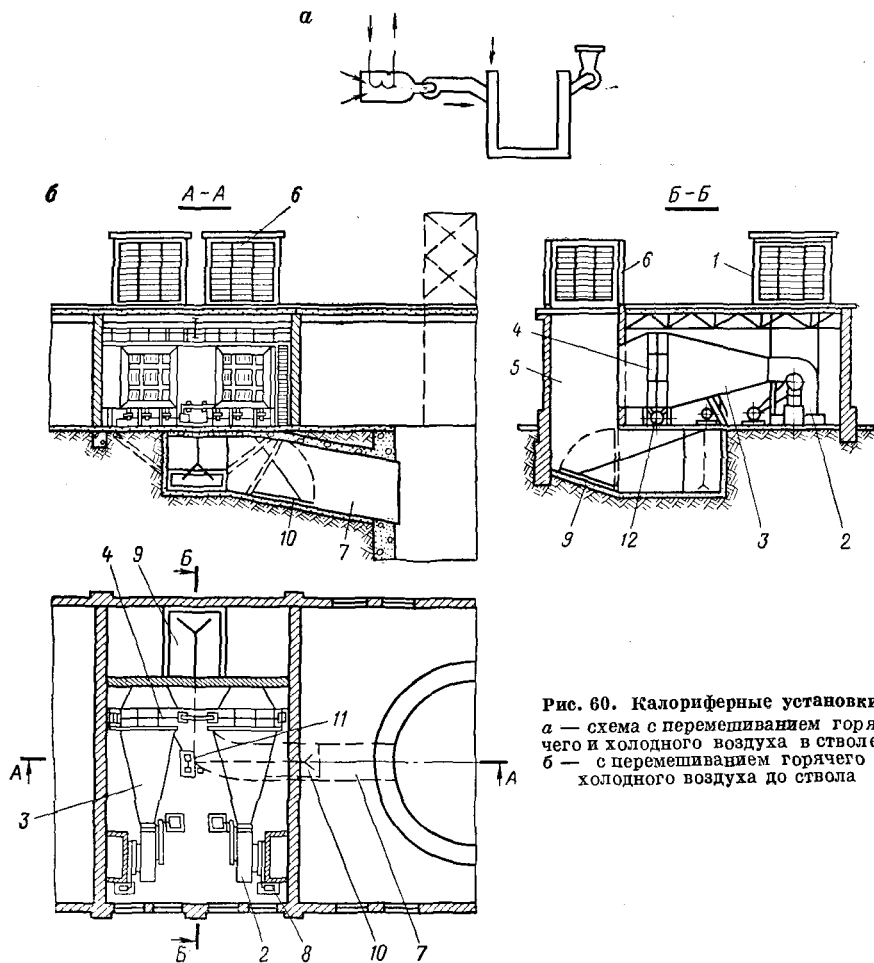


Рис. 60. Калориферные установки:
 а — схема с перемешиванием горячего и холодного воздуха в стволе;
 б — с перемешиванием горячего и холодного воздуха до ствола

калориферы, собранные из калориферных элементов (рис. 62). Элемент состоит из трубок 1, развальцованных концами в коллекторы 2 и снабженных для увеличения поверхности нагрева пластинками 3, посаженными на расстоянии 5 мм друг от друга. Коллекторы имеют патрубки 4 для прохода пара. Пар протекает внутри трубок от коллектора к коллектору, а воздух омывает наружные поверхности трубок и пластинки.

Калориферы изготавливаются четырех моделей: СМ — самая малая; М — малая; С — средняя; Б — большая.

Если известны общее весовое количество $G_{\text{общ}} = Q\gamma_{\text{вз}}$ (кгс/сек) подаваемого в шахту воздуха и температура $t_{\text{нар}}$ наружного воздуха

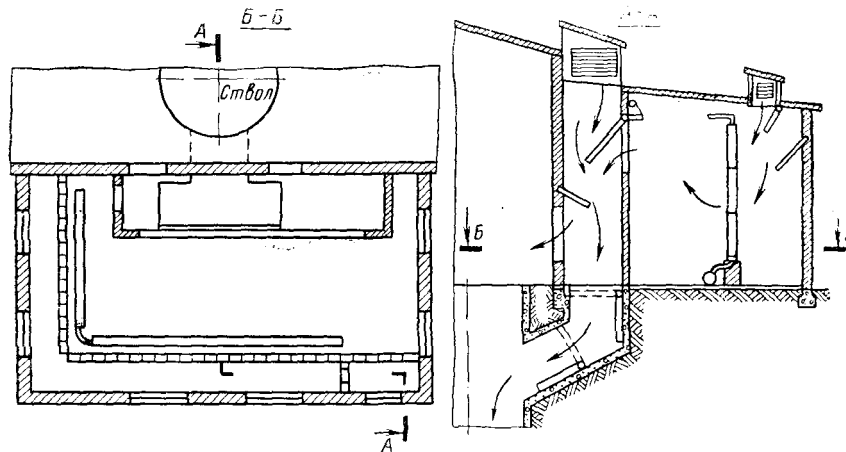


Рис. 61. Безвентиляторная калориферная установка

и задаться температурой $t_{\text{под}}$ подогреваемого воздуха, то количество воздуха $G_{\text{под}}$, которое необходимо подогреть, чтобы получить в стволе смесь воздуха требуемой температуры $t_{\text{см}}$, можно вычислить по формуле

$$G_{\text{под}} = G_{\text{общ}} \frac{t_{\text{см}} - t_{\text{нар}}}{t_{\text{под}} - t_{\text{нар}}}, \text{ кгс/сек.} \quad (64)$$

Расход тепла при подогреве

$$Q_{\text{к.т}} = 3600 G_{\text{общ}} c_p (t_{\text{см}} - t_{\text{нар}}), \text{ кал/ч,} \quad (65)$$

где $c_p = 0,24$ — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, ккал/кгс.

Объем воздуха, подаваемый калориферным вентилятором при 0°C , 760 мм рт. ст. и удельном весе воздуха γ_0 ,

$$V_0 = \frac{3600 G_{\text{под}}}{\gamma_0}, \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (66)$$

Тот же объем при $t_{\text{под}}$

$$V_t = V_0 \left(1 + \frac{t_{\text{под}}}{273} \right). \quad (67)$$

Требуемое количество пара для калориферной установки с учетом 10% потерь в паропроводе

$$D_{\text{к}} = \frac{1,1 Q_{\text{к.т}}}{t_{\text{пар}} - t_{\text{ср}}}, \text{ кгс,} \quad (68)$$

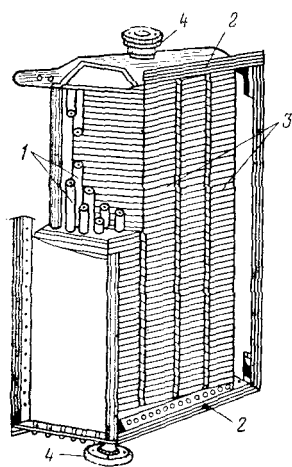


Рис. 62. Пластинчатый калорифер

где $t_{\text{пар}}$ — температура пара (берется по табл. 6);
 $t_{\text{ср}}$ — средняя температура воздуха в калориферах (полусумма температур наружного и подогретого воздуха).

Таблица 6

Температура пара											
Избыточное давление пара, ат		2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0
Температура пара, град		132,8	138,1	142,8	147,1	151,0	154,6	157,9	161,1	164,0	169,5

Количество воздуха, проходящего через калорифер при числе калориферов n_k , соединенных параллельно,

$$G_k = \frac{3600G_{\text{под}}}{n_k}, \text{ кгс.} \quad (69)$$

Количество теплоты, передаваемой калориферами за 1 ч,

$$Q_{k, \text{ ч}} = k_3 \frac{(t_{\text{пар}} - t_{\text{нар}}) k_{т.к} F_k}{1 + \frac{k_{т.к} F_k}{0,48G_k}}, \text{ ккал/ч,} \quad (70)$$

где $k_3 = 0,9$ — коэффициент, учитывающий потери теплоты;
 $k_{т.к}$ — коэффициент теплопередачи (20—30), ккал/м²·ч·град;
 F_k — поверхность нагрева калорифера, м².

Если калориферы установлены в несколько рядов, то температура воздуха при выходе из первого ряда калориферов

$$t_{\text{вых}} = t_{\text{нар}} + \frac{Q_{k, \text{ ч}}}{0,24G_k} \quad (71)$$

Г л а в а IV

ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

При мощности вентиляторных установок свыше 100 квт применяются синхронные двигатели, при меньшей мощности — асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором.

На рис. 63 показана схема распределения электроэнергии при высоковольтных двигателях вентиляторов. От подстанции на поверхности шахты кабели 1 (рабочий и резервный) подключены к распределительным ящикам 2, откуда энергия подводится к разъединителям 3 и масляникам 4 (разъединитель 3 и масляник 4 обычно объединены в один распределительный ящик) и далее к двигателям М.

В схеме коммутации синхронного двигателя СД (рис. 64) пуск его производится включением масляного выключателя ВМ. Двига-

тель разгоняется, как асинхронный, до подсинхронной скорости, составляющей 97—98% номинальной.

При включении выключателя *ВМ* замыкаются его контакты в цепи контактора Φ форсировки возбуждения и в цепи электромеханической защелки *МЗ*. При этом реле *РФ* форсировки возбуждения разомкнет свой контакт в цепи контактора Φ .

В начале разгона благодаря большим пусковым токам реле *РПТ* замыкает контакт в цепи реле *РБ1*, которое замыкает, в свою очередь, свой контакт в цепи реле *РБ2*. При этом контакт *РБ1* в цепи контактора *М* возбуждения размыкается, а контакт *РБ2* замыкается.

При подсинхронной скорости реле *РПТ* в связи с уменьшением тока отключается и своим контактом разрывает цепь реле *РБ1*, которое с выдержкой времени замкнет контакт *РБ1* в цепи контактора *М* и разомкнет контакт в цепи реле *РБ2*. Реле *РБ2* с выдержкой времени разомкнет свой контакт в цепи контактора *М*.

К этому времени контактор *М* уже включится, замкнув контакты *М* в цепи электромеханической защелки *МЗ*. Защелка при помощи контакта *МЗ* обеспечит питание контактора *М* через контакты *ВМ* и *МЗ*. Контактор *М* замыкает свой контакт, шунтирующий сопротивление *СТ* в цепи обмотки возбуждения двигателя *СД*. При этом двигатель *СД* впадает в синхронизм.

Если произойдет снижение напряжения в сети на 15—20%, то

реле *РФ* отключается и замыкает контакт в цепи контактора Φ . Этот контактор шунтирует своим контактом Φ регулятор возбуждения *РВ*, отчего увеличивается напряжение возбудителя *В* и ток в обмотке возбуждения двигателя *СД*. О режиме форсировки сигнализирует лампа *ЛБ*, загорающаяся при замыкании контакта Φ в ее цепи.

Реле *РМ1* и *РМ2* защищают двигатель от коротких замыканий, перегрузок и от выпадения двигателя из синхронизма. Повышение тока в этих режимах вызывает срабатывание реле *РМ1* и *РМ2*, контакты которых находятся в цепи нулевой катушки *ЛНК*. При разрыве цепи катушки *ЛНК* отключается масляный выключатель. По желанию машиниста отключение масляного выключателя производится аварийной кнопкой *КА*.

Мощные вентиляторные установки (ВЦД-32М, ВЦД-40) снабжены экономично регулируемые электроприводами — асинхронными вентиляционно-машинными каскадами. Эти приводы характеризуются плавным изменением скорости вращения, благодаря чему обеспечивается большая глубина и частота регулирования производительности и давления вентиляторов.

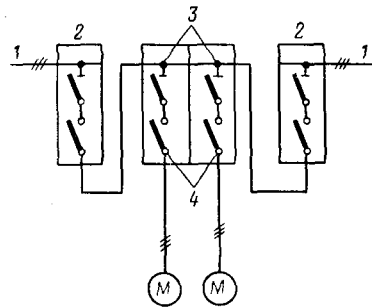


Рис. 63. Схема распределения электроэнергии при высоковольтных двигателях вентиляторов

Вентильно-машинный каскад (рис. 65) состоит из асинхронных с фазным ротором двигателей *1ДВ-I* и *1ДВ-II*, приводящих в действие вентиляторы *B-I* и *B-II*, кремниевого выпрямительного агрегата *НКВ1* и инверторного агрегата, включающего в себя машины постоянного тока *ДП1*, *ДП2* и синхронную машину *СМ*.

Системой предусмотрено два диапазона регулирования: от 5 до 75% номинальной и от 75% до номинальной скорости. В первом диапазоне машины *ДП1* и *ДП2* контактором *1К* включены последовательно, а во втором — параллельно при помощи контакторов *2К1* и *2К2*.

При работе в первом диапазоне включается часть контакторов ускорения по времени пускового роторного сопротивления *1ПУ-I*. Затем автоматически включается контактор *КР1-I*, а контактор *КП1-I* — отключается. Разъединитель *1Р-I* инвертора при этом должен быть включен. Одновременно с включением контактора *КР1-I* включаются приводы направляющих аппаратов вентиляторов до полного открытия последних. В дальнейшем регулирование скорости вращения главного двигателя осуществляется изменением подаваемой в цепь его ротора противо-э. д. с. машин *ДП1* и *ДП2*. Для увеличения скорости противо-э. д. с. уменьшается, а для уменьшения — увеличивается. Это достигается изменением тока в обмотках *ОВ1* и *ОВ2* возбуждения машин *ДП1* и *ДП2*, которые за счет энергии скольжения главного двигателя, поступающей через выпрямитель *НКВ1*, работают

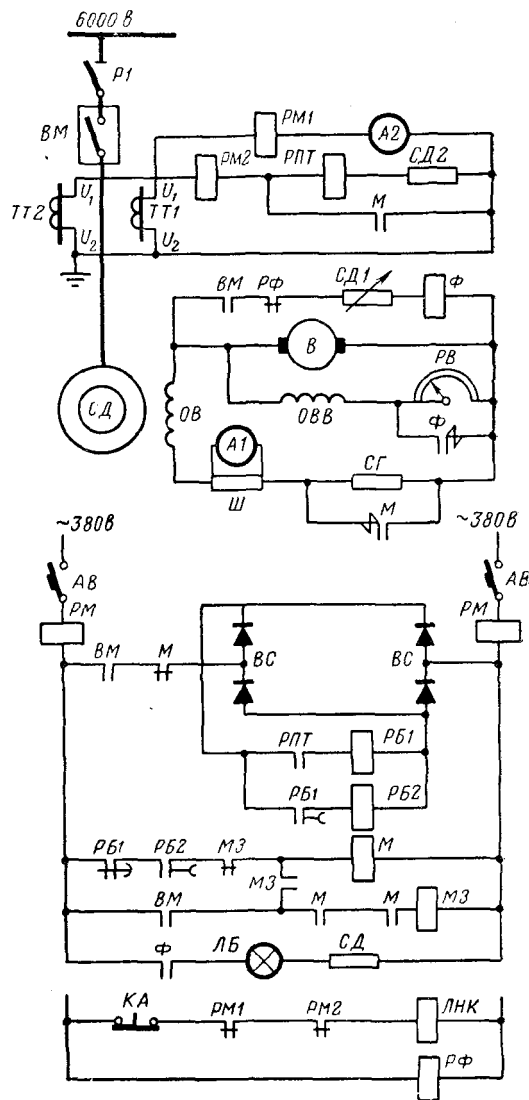


Рис. 64. Схема коммутации синхронного двигателя

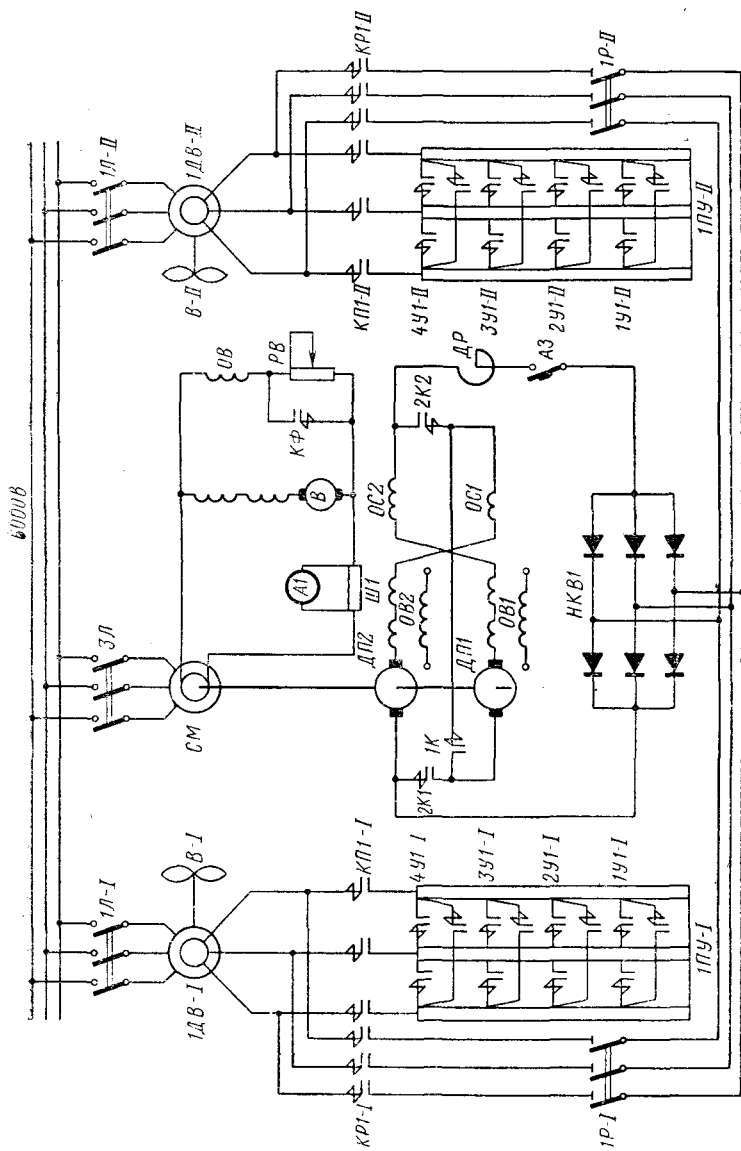


Рис. 65. Схема асинхронного ветлякно-машинного вентякно

в двигательном режиме и вращают синхронную машину *СМ*. Машина *СМ*, работая в генераторном режиме, отдает энергию в сеть. При регулировании скорости главного двигателя оператор нажимает кнопки «Больше» или «Меньше», включая приводы бесконтактных командоаппаратов, в связи с чем изменяется ток в обмотках *ОВ1* и *ОВ2*.

При переходе на второй диапазон регулирования вентилятор отключают, а затем включают снова. Все процессы пуска и регулирования аналогичны описанным выше.

После использования обоих диапазонов регулирования вентилятор отключают, а затем производят пуск с включением всех контакторов ускорения, т. е. двигатель работает на естественной характеристике. Каскад при этом отключен, а регулирование производительности и давления производится при помощи направляющего аппарата вентилятора.

Синхронно-асинхронный привод, применяющийся в некоторых вентиляторных установках (ВРЦД-4,5), состоит из синхронного и асинхронного двигателей, валы которых жестко соединены муфтой. Второй конец вала синхронного двигателя соединен с валом вентилятора. Скорость вращения асинхронного двигателя составляет 50% скорости синхронного двигателя.

При такой системе привода значительно облегчается пуск синхронного двигателя, который включается после разгона до полной скорости включенного ранее асинхронного двигателя. Кроме того, при включении одного только асинхронного двигателя обеспечивается работа вентилятора с пониженной скоростью, что необходимо в первый период работы шахты при малых значениях давления. В любой момент по мере необходимости можно увеличить производительность вентилятора включением синхронного двигателя.

Мощность двигателя для вентилятора определяется по формуле (40) при максимальном давлении и затем по заводским данным выбирается ближайший больший по мощности двигатель.

Отношение номинальной (строительной) мощности двигателя к расчетной называется коэффициентом запаса мощности двигателя k_d , который равен 1,10—1,15.

Кроме соответствия двигателя производительности и давлению вентилятора, необходимо, чтобы двигатель был проверен: а) по падению напряжения при пуске; б) по условиям пуска — по нагреву, ускорению и моменту трогания при пуске. Синхронный двигатель должен быть проверен также по условию вхождения в синхронизм [16].

Годовой расход энергии вентиляторной установкой на шинах электроподстанции

$$W_{\text{год}} = \frac{Q \frac{H_{\text{max}} + H_{\text{min}}}{2}}{102 \eta_{\text{ср}} \eta_{\text{л}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{с}} \eta_{\text{р}}} n_{\text{ч}} n_{\text{д}}, \quad (72)$$

где $\eta_{\text{ср}}$ — средний к. п. д. вентилятора;

$\eta_{\text{п}} = 0,9 \div 0,95$; $\eta_{\text{д}} = 0,85 \div 0,95$; $\eta_{\text{с}} = 0,95$ — к. п. д. соответственно передачи (если она применяется), двигателя и сети;
 $\eta_{\text{р}} = 0,8$ — к. п. д. регулирования, учитывающий все связанные с ним потери энергии;
 $n_{\text{ч}}$ и $n_{\text{д}}$ — соответственно число рабочих часов в сутки и рабочих дней в году.

Управление установками может быть: ручным, которое производится машинистом; полуавтоматическим, при котором импульс на пуск и остановку машины дается вручную в машинном зале или дистанционно из диспетчерского пункта; автоматическим, при котором пусковой и остановочный импульсы даются устройством, наблюдающим за основным параметром работы установки. По сравнению с ручным способом управления полуавтоматический и автоматический имеют преимущества: безопасность и надежность работы; централизованный контроль за работой установки; уменьшение расходов по обслуживающему персоналу.

Наиболее целесообразно дистанционное управление главными вентиляторами из общешахтного диспетчерского пункта, при этом должны обеспечиваться: пуск и остановка вентиляторов по графику, предусматривающему поочередную их работу; реверсирование воздушной струи; контроль и регистрация давления и производительности; контроль температуры подшипников и системы смазки; сигнализация при отклонении производительности и давления от заданных величин, при аварийном отключении вентилятора, при перегреве подшипников; автоматическая защита двигателей.

Г л а в а V

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Основные работы по монтажу вентиляторных установок заключаются в разбивке осей для вентиляторов и двигателей и в устройстве фундаментов под эти машины, а также в установке и сборке этих машин и аппаратуры.

Изготавливаются фундаменты чаще всего из бетона, причем они должны укладываться на твердый грунт, обычно на глубине не менее 1—1,5 м. Удельное давление на грунт от веса машины и фундамента должно быть не более 2—2,5 кгс/см². Фундаменты не должны быть связаны с полом и стенами здания, поэтому между полом и фундаментом оставляют проем 10—15 см. Выступающую над полом часть фундамента необходимо покрывать раствором цемента для предохранения бетона от разрушения смазочными материалами.

На фундаменте горизонтально по уровню устанавливают фундаментную плиту или раму, а для двигателей — салазки. Затем устанавливается машина и производится выверка, которая заключается в том, чтобы основание машины было строго горизонтально в про-

дольном и поперечном направлении и оси машины и двигателя при непосредственном соединении совпадали.

По окончании монтажа ротор вентилятора прокручивают вручную и, если рабочее колесо не задевает о кожух, соединяют муфтой валы вентилятора и двигателя, после чего производят несколько пусков продолжительностью 1—2 мин. Если при этом не было замечено никаких ненормальностей, производят последовательно пробные пуски продолжительностью 10 мин, 1, 3 и 24 ч. В период пробных пусков вентилятор работает с небольшой нагрузкой при малых углах установки лопаток на рабочем колесе или направляющем аппарате. Во время работы контролируется температура подшипников, которая должна быть не выше 60 и 95° для подшипников соответственно скольжения и качения.

После пробных пусков вентилятор включается в работу на вентиляционную сеть. По истечении 700 ч работы производят полную ревизию вентилятора, затем он сдается в эксплуатацию.

Вентиляторная установка находится в ведении главного механика шахты. Обслуживается установка машинистами, прошедшими специальный курс обучения. Машинист руководствуется инструкцией, в которой указаны его обязанности (прием-сдача смены, пуск и остановка вентиляторов, наблюдение за работой установки и т. д.).

Машинист или диспетчер (при дистанционном управлении) должны вести «Книгу учета работы вентиляторной установки», куда записываются часы работы вентиляторных агрегатов, показания измерительных приборов, причины и продолжительность остановок вентиляторов, замечания надзора.

Вентиляторная установка ежедневно осматривается электрослесарями и один раз в неделю — главным механиком или его помощником. Один раз в месяц главный механик осматривает и проверяет реверсивные устройства. Не менее двух раз в год производится контрольное реверсирование вентиляционной струи с записью результатов в «Книге осмотра вентиляторных установок и проверки реверсирования».

В здании вентиляторной установки должно быть постоянное и независимое аварийное освещение. Телефон устанавливается в шумоизолированной кабине с выносным сигнальным устройством. На стенах должны быть вывешены: схема реверсирования струи, индивидуальные характеристики вентиляторов с напесенными на них режимами работы, электрические схемы и инструкции для обслуживающего персонала.

Вентиляционный канал осматривают не реже одного раза в месяц и по мере необходимости производят чистку его.

Для смазки вентиляторов применяют минеральные масла. Подшипники осевых вентиляторов заполняют смазкой УТВ 1—13 (ГОСТ 1631—61). Для центробежных вентиляторов применяют индустриальное масло (ГОСТ 1707—51), турбинное УТ (ГОСТ 32—53), автол (ГОСТ 1862—60). Подшипники лопаток направляющих аппаратов смазываются солидолом УС-2 (ГОСТ 1033—51). Для зубчатых

муфт применяются солидол УС-2, смазка УТВ 1—13, нигрол (ГОСТ 542—50) и битумная смазка.

Нормальная работа подшипников обеспечивается при достаточном количестве смазки, но без излишков. Не реже одного раза в 3 месяца подшипники промывают керосином и заменяют смазку. Жидкая смазка заливается в подшипники до уровня, отмеченного красной чертой на маслоуказателе, соответствующего центру нижнего ролика.

П л а н о в о - п р е д у п р е д и т е л ь н ы й р е м о н т в е н т и л я т о р н о й у с т а н о в к и должен быть организован тщательно и продуманно.

Текущий ремонт производится по результатам сменных, суточных, месячных и квартальных осмотров в зависимости от состояния деталей и узлов. Ремонт выполняется ремонтным электрослесарем или бригадой по ремонту оборудования. Текущий ремонт заключается в промывке подшипников, замене в них смазки, подтяжке резьбовых соединений, осмотре и подтяжке контактов двигателей и электроаппаратуры, притирке щеток и чистке контактных колец двигателя, очистке аппаратуры управления от пыли и т. д. На основании текущих ремонтов устанавливаются сроки капитальных ремонтов.

Капитальный ремонт выполняется рудоремонтными заводами и включает все операции текущего ремонта, а также при необходимости ремонт рабочих колес и балансировку их, перемотку секций статора и ротора, замену роторных бандажей и т. д.

Кроме операций текущего ремонта капитальный ремонт включает осмотр и замену износившихся лопаток на рабочем колесе осевого вентилятора, замену отдельных лопаток и других узлов и деталей в направляющих аппаратах, при сильном износе — замену вкладышей подшипников или же целиком самих подшипников, замену зубчатых муфт и т. д.

Один раз в год должна быть проведена ревизия и наладка вентиляторной установки и один раз в два года — наладка с техническими испытаниями. Эти работы выполняются наладочными бригадами специализированных управлений или рудоремонтных заводов. В отчетах о выполненной работе приводятся результаты ревизии всего электромеханического комплекса вентиляторной установки, перечень дефектов устраненных наладочной бригадой и подлежащих устранению при капитальном ремонте, рекомендации по улучшению работы вентиляторов.

Резервы производительности вентилятора содержатся в увеличении угла установки лопаток относительно втулки в осевых вентиляторах и угла установки лопаток направляющего аппарата в центробежных вентиляторах, в увеличении скорости вращения колеса центробежного и осевого вентиляторов и в уменьшении сопротивления выработок. Возможность использования резервов определяется механической прочностью колеса, вала и его подшипников, мощностью двигателя, раскреплением выработок, уборкой завалов породы из них, сокращением длины вентиляционных струй и т. д.

Предельная производительность вентилятора в зависимости от мощности уже имеющегося двигателя определяется на основании формул (33) и (40)

$$Q_{\max} \leq 8,65 \sqrt[3]{NA^2 \eta_{\text{п}}}, \text{ м}^3/\text{сек.} \quad (73)$$

Испытание вентилятора производится для выяснения основных показателей его работы и получения характеристики вентилятора.

При испытании вентилятора необходимо измерить его производительность, давление, потребляемую мощность и скорость вращения рабочего колеса, определить к. п. д.

Производительность Q вентилятора может быть определена на всасывающей или нагнетательной его стороне как произведение средней скорости $v_{\text{ср}}$ движения воздуха и площади поперечного сечения канала $F_{\text{в.к}}$ или диффузора $F_{\text{д}}$, где замерена скорость $v_{\text{ср}}$.

При прямоугольном сечении выхода диффузора или канала оно разбивается тонкой проволокой на клетки. Рекомендуется иметь не менее девяти клеток площадью не более $0,5 \text{ м}^2$ каждая. В каждой из клеток анемометром производится пять-шесть замеров скорости продолжительностью $0,5-2$ мин каждый и находится средняя скорость в клетке. Скорость в точке замера можно определить также по формуле (63) по замеренному динамическому давлению. Сложением средних скоростей в клетках и делением на число клеток находят среднюю скорость воздушного потока в канале или в диффузоре.

Непосредственно скорость потока измеряют анемометрами, а давление — депрессиометрами или микроанометрами с использованием трубки для замеров давления.

При круглом канале его сечение разбивается на пять-шесть равно-великих концентрических колец и замеры скорости или динамического давления производят в середине каждого кольца. Диаметр окружности D_3 , на которой должна лежать точка замера, в зависимости от диаметра круглого канала $D_{\text{к.в}}$, порядкового номера кольца $n_{\text{п.к}}$ и числа колец n_3 определяется по формуле

$$D_3 = D_{\text{к.в}} \sqrt{\frac{2n_{\text{п.к}} - 1}{2n_3}}. \quad (74)$$

В связи с большими завихрениями потока на выходе из диффузора следует отдать предпочтение замеру в вентиляционном канале.

Сечение, где измеряют скорость или динамическое давление воздушного потока, выбирают на прямом участке постоянного сечения, по возможности достаточно удаленном от поворотов и переходов сечений. Длину этого прямого и постоянного сечения участка желательно иметь такой, чтобы расстояние перед местом замера составляло не менее трех диаметров или высот канала и после замера — не менее двух диаметров или высот.

Производительность вентилятора можно измерить с помощью измерительного коллектора, через который при испытаниях входит

воздух из атмосферы в вентиляционный канал. Радиус закругления образующей на входе коллектора принимается 0,1—0,5 диаметра цилиндрической его части. Штуцер для ввода пневмометрической трубки располагается на расстоянии 0,2—1 этого же диаметра от начала цилиндрической части коллектора. По измеренному в коллекторе динамическому давлению $H_{дин}$ скорость движения воздуха

$$v = \alpha_k \sqrt{\frac{2H_{дин}}{\rho}}, \quad (75)$$

где α_k — коэффициент расхода коллектора, определяемый при его тарировке и равный в среднем 0,97—0,98.

Статическое давление вентилятора, работающего на всасывание, равно статическому давлению потока в канале за вычетом скоростного давления потока в сечении замера.

При работе вентилятора на нагнетание его статическое давление равно среднему статическому давлению потока в канале непосредственно за вентилятором.

Потребляемая мощность N_v на валу вентилятора определяется измерением мощности $N_{з.д.}$, потребляемой на зажимах двигателя вентилятора,

$$N_v = N_{з.д.} \eta_d \eta_n, \quad (76)$$

где η_d — к. п. д. двигателя, принимаемый по его характеристике;
 η_n — к. п. д. передачи между валами двигателя и вентилятора (если она применяется).

К. п. д. вентилятора определяют по формуле

$$\eta = \frac{N_{ид}}{N_v}, \quad (77)$$

где $N_{ид} = \frac{QH}{102}$ — идеальная мощность вентилятора.

Для получения характеристики вентилятора надо иметь восемь — десять точек, полученных замером, для кривых давления, мощности и к. п. д. При этом испытание вентилятора производят на нескольких различных режимах работы, для чего сопротивление вентиляционной сети изменяется с помощью задвижки.

Г л а в а VI

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

При проектировании вентиляторной установки заданными величинами являются потребная производительность Q вентилятора, максимальное H_{max} и минимальное H_{min} сопротивления вентиляционной сети за время эксплуатации шахты, категория шахты по газу. При проектировании необходимо:

1) выбрать тип вентилятора с определенным диаметром рабочего колеса, который удовлетворял бы заданным величинам и за весь срок работы потребил бы минимальное количество энергии (наиболее выгодный вентилятор);

2) установить резервирование вентиляторов или двигателей к ним;

3) выбрать рациональный способ регулирования;

4) определить мощность двигателя, выбрать его тип и проверить по пусковым условиям, установить схему коммутации, подобрать

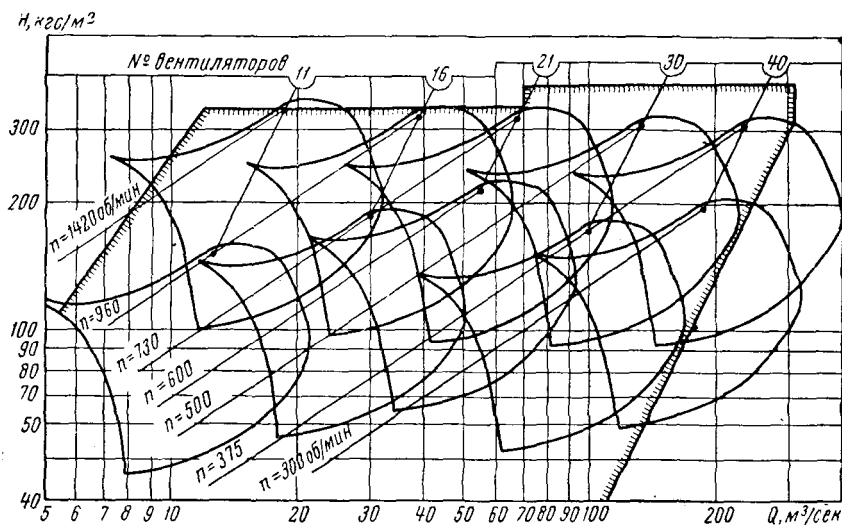


Рис. 66. Поле вентиляционных режимов, покрываемое осевыми вентиляторами (по ГОСТ 11004—64)

пусковую аппаратуру, рассчитать и выбрать кабель, определить расход энергии по годам и за время работы установки;

5) подобрать калориферную установку;

6) выбрать схему установки вентиляторов, двигателей, пусковой и контрольно-измерительной аппаратуры и установить схему соединения вентиляционного канала со стволом, увязав ее со схемой реверсирования вентиляции;

7) произвести расчет по определению капитальных затрат на оборудование и монтаж, определить технико-экономические показатели работы вентиляторной установки по амортизации, рабочей силе, энергии, материалам за год и на тонну добычи шахты.

Согласно ПБ главная вентиляторная установка располагается на поверхности и на газовых шахтах и должна работать на всасывание. Главная вентиляторная установка состоит из двух одинаковых самостоятельных вентиляторных агрегатов, один из которых является резервным. Для негазовых шахт допускается установка одного вентилятора с резервным двигателем.

Выбор вентилятора для конкретных условий может быть произведен по индивидуальным или отвлеченным характеристикам вентиляторов.

При выборе вентилятора необходимо:

1) ориентироваться на осевые вентиляторы ВОД и центробежные ВЦ и ВЦД нового типажа (ГОСТ 11004—64), так как изготовление ранее выпускавшихся вентиляторов должно быть постепенно прекращено;

2) применять осевые вентиляторы при давлениях до 250—300 кгс/м², при больших давлениях, а также для совместной работы

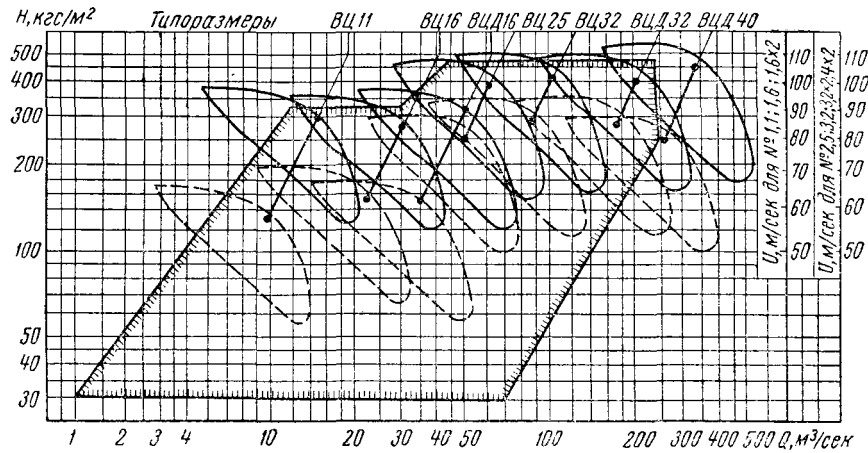


Рис. 67. Поле вентиляционных режимов, покрываемое центробежными вентиляторами (по ГОСТ 11004—64)

вентиляторов на общую вентиляционную сеть применять центробежные.

На рис. 66 в координатных осях $Q - H$ показано поле вентиляционных режимов угольных шахт, покрываемое областями наиболее выгодного применения вентиляторов ВОД, с различными диаметрами рабочих колес, а на рис. 67 — то же, вентиляторами ВЦ и ВЦД.

При выборе наиболее выгодного вентилятора по индивидуальным характеристикам необходимо построить характеристики вентиляционной сети. Для этого задаются различными значениями производительности Q от 0 до 1,25 необходимой Q_n и находят по формуле (31) соответствующие значения сопротивления сети H при минимальном A_{min} и максимальном A_{max} эквивалентных отверстиях. По результатам расчетов строятся характеристики сети при A_{min} и A_{max} в таком же масштабе, в каком построены характеристики вентиляторов. По точкам пересечения характеристик вентиляторов и сети находят режимы работы вентиляторов с различными диаметрами рабочих колес.

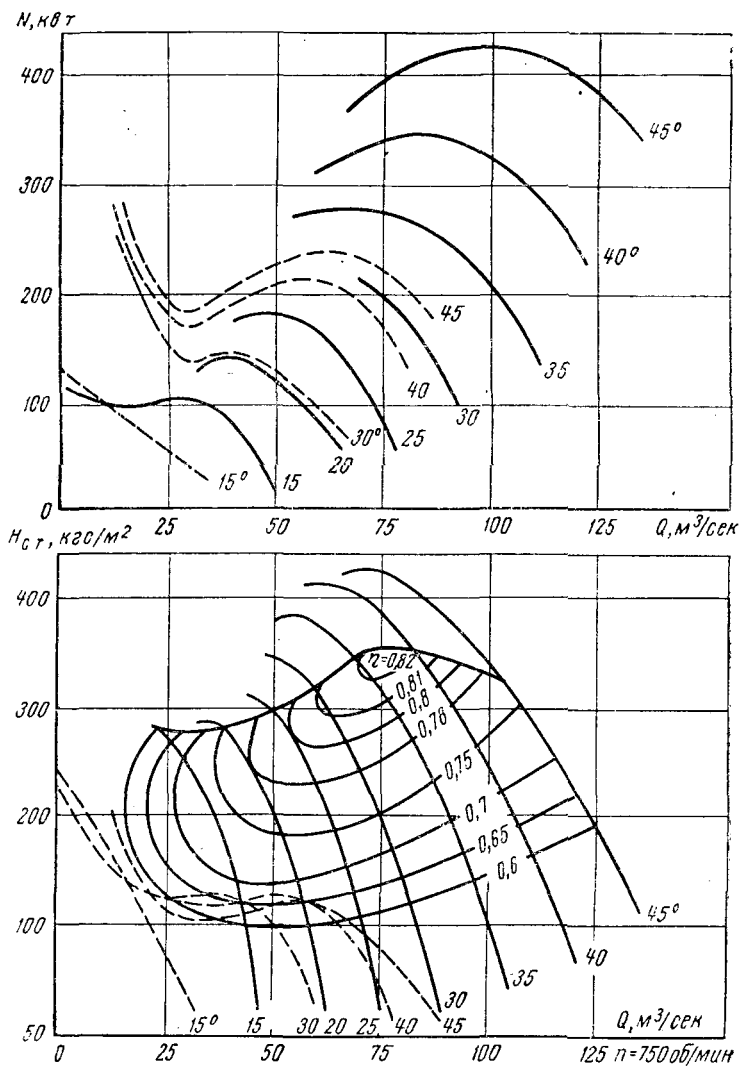


Рис. 68. Характеристики вентилятора ВОД-21 при $n \approx 750 \text{ об}/\text{мин}$:
 — нормальная работа; - - - реверсирование

Окончательно надо выбрать вентилятор, который обеспечивает во все время эксплуатации максимальный к. п. д., т. е. тот, при котором сумма затрат по энергии и стоимости самой установки будет минимальной.

При выборе вентилятора по индивидуальным характеристикам решаются и вопросы регулирования, так как эти характеристики строятся для различного угла установки лопаток.

На рис. 68 показаны индивидуальные характеристики вентиляторной установки ВОД-21 при $n = 750$ об/мин. Область рационального использования вентилятора устанавливается исходя из условий экономичности ($\eta_y \geq 0,60$), устойчивой работы и характеристик для минимального и максимального угла установок лопаток (см. гл. I, § 6).

Вентилятор можно выбрать также с помощью отвлеченных характеристик. На рис. 69 показаны отвлеченные характеристики для вентиляторов, выполненных по аэродинамической схеме Ц35-15 (ВЦ-25, ВЦ-32).

Учитывая, что наиболее трудные условия вентиляции будут при A_{min} , т. е. при максимальном давлении H_{max} , что резерв производительности вентиляторов должен быть равен 10—20% по сравнению с заданной в условиях проекта, а также то, что увеличить производительность осевого вентилятора за счет увеличения скорости вращения

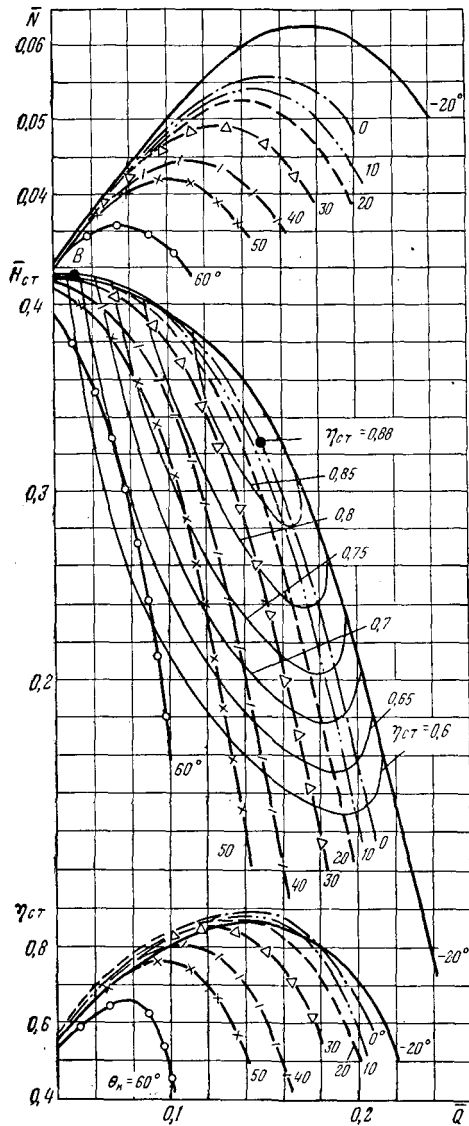


Рис. 69. Отвлеченная характеристика вентилятора Ц35-15

нания, если вентилятор сразу работает на предельно допустимой окружной скорости, практически невозможно (так как за все время эксплуатации вентилятор работает с одной и той же скоростью вра-

щения), то на основании формул (48) и (49) вентилятор должен развить давление, равное $(1,21 \div 1,44) H_{\max}$.

Максимальное давление, которое может быть создано вентиляторами, определяется координатами точки B (см. рис. 69), т. е. пересечением крайней правой кривой $Q - H$ с верхней границей области промышленного использования вентилятора.

Требуемый для обеспечения заданных условий диаметр колеса вентилятора определяют по формулам (24), (25), (33) и (34)

$$D_2 = 1,08 \sqrt{\frac{A_{\min}}{\bar{A}}}, \quad (78)$$

где A_{\min} — минимальное эквивалентное отверстие вентиляционной сети;

\bar{A} — отвлеченное эквивалентное отверстие сети, определяемое по формуле (34) в соответствии с координатами \bar{Q} и \bar{H} точки B .

Полученный диаметр округляют до ближайшего диаметра по заводским данным, после чего на основании формулы (78) находят фактическое значение минимального отвлеченного эквивалентного отверстия

$$\bar{A}_{\min} = 1,166 \frac{A_{\min}}{D_2}. \quad (79)$$

Зная диаметр и скорость вращения рабочего колеса, окружную скорость можно найти по формуле

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}. \quad (80)$$

По формулам (24) и (25) находят \bar{Q} и \bar{H}_y , а правильность расчета проверяют по формуле (34). Результаты вычислений по формулам (79) и (34) должны быть одинаковыми.

Полученные координаты \bar{Q} и \bar{H}_y наносят на диаграмму отвлеченных характеристик и определяют необходимый угол установки лопаток и значение к. п. д. установки η_y .

Затем определяют значение \bar{Q} и \bar{H}_y при \bar{A}_{\max} , проверяют правильность расчета по формулам (79) и (34) и по координатам \bar{Q} и \bar{H}_y на диаграмме отвлеченных характеристик находят требуемый угол установки лопаток и значение к. п. д.

При работе осевых вентиляторов на сеть с A_{\max} могут иметь место слишком низкие значения к. п. д. При двухступенчатых вентиляторах к. п. д. можно повысить переходом при работе до известного давления с двух колес на одно. Двухступенчатый вентилятор будет применен в том случае, когда давление изменяется от указанного значения до максимального.

Приведенная схема выбора рационального диаметра рабочего колеса вентилятора по отвлеченным характеристикам сравнительно проста, но требует точного соблюдения геометрического подобия

вентиляторов данной серии при их изготовлении на заводе, чего практически достичь трудно.

Капитальные затраты на оборудование и монтаж вентиляторной установки и стоимость энергии устанавливаются в соответствии с ценами на оборудование, расценками на монтажные работы и стоимостью 1 квт·ч энергии.

В угольной промышленности ежегодные амортизационные отчисления составляют в среднем 9% первоначальной стоимости оборудования.

Стоимость рабочей силы определяют по числу лиц обслуживающего персонала и тарифным ставкам.

Стоимость материалов определяют по нормам их расходования и стоимости.

Пример расчета вентиляторной установки. Рассчитать вентиляторную установку для шахты, по газовому режиму относящейся к первой категории, с суточной добычей 2000 т и сроком службы 15 лет. Требуемая производительность вентилятора $Q = 4200$ м³/мин, сопротивление вентиляционной сети максимальное $H_{с. \max} = 200$ кгс/м² (мм вод. ст.), минимальное $H_{с. \min} = 120$ кгс/м².

Р а с ч е т. Для заданных условий из выпускаемых в настоящее время вентиляторов наиболее подходящими являются осевые вентиляторы.

Расчетное максимальное давление с учетом резерва подачи вентилятора составит

$$H_{\max} = 1,44 H_{с. \max} = 1,44 \cdot 200 = 288 \text{ кгс/м}^2.$$

1. Характеристика вентиляционной сети. Минимальное эквивалентное отверстие по формуле (33)

$$A_{\min} = 0,38 \frac{Q}{\sqrt{H_{\max}}} = 0,38 \frac{4200}{60\sqrt{288}} = 1,56 \text{ м}^2.$$

Аналогично максимальное эквивалентное отверстие $A_{\max} = 2,43 \text{ м}^2$.

При A_{\min}

$$H = \left(\frac{0,38}{A_{\min}} \cdot \frac{1}{60} \right)^2 Q^2 = \left(\frac{0,38}{1,56} \cdot \frac{1}{60} \right)^2 Q^2.$$

Окончательно $H = 0,0000164 Q^2$.

При A_{\max}

$$H = 0,0000068 Q^2.$$

В полученные выражения для H подставляем значения минутной производительности Q от 0 до 1,5 требуемой производительности и определяем значения H при A_{\min} и A_{\max} (табл. 7).

Т а б л и ц а 7

К расчету вентиляторной установки

Показатели	0,25Q	0,5Q	0,75Q	Q	1,25Q	1,5Q
Q , м ³ /мин	1050	2100	3150	4200	5250	6300
H , кгс/м ² при A_{\min}	17	72	162	288	452	648
H , кгс/м ² при A_{\max}	7,7	30	67	120	187	269

По данным таблицы строят в тех же масштабах, что и характеристики вентиляторов (см. рис. 66 и 67), характеристики сети при A_{\min} и A_{\max} .

2. Выбор наиболее выгодного вентилятора. Накладывая характеристики сети на поле вентиляционных режимов (см. рис. 66 и 67), получаем, что из всех установок наивысший к. п. д. при требуемых производительности и давлении обеспечивается установкой ВОД-21 с $n = 750$ об/мин.

При A_{\min} требуемый режим будет иметь место при угле установки лопаток $\theta_k = 32^\circ$, к. п. д. при этом режиме $\eta_y = 0,805$. При A_{\max} угол установки лопаток $\theta_k = 25^\circ$ и $\eta_y = 0,625$ (см. рис. 68).

3. Резервирование вентиляторов или двигателей к ним. Предусматриваем установку двух одинаковых вентиляторов (рабочего и резервного) ВОД-21.

4. Регулирование осуществляется изменением угла установки лопаток рабочего колеса и дросселированием задвижкой во всасывающем канале.

5. При реверсировании струи воздуха вентилятор обеспечит при A_{\min} производительность $Q = 46$ м³/сек и при $A_{\max} - Q = 50$ м³/сек, что составляет соответственно 65,7 и 71,5% заданной производительности 70 м³/сек (характеристики вентилятора при реверсировании показаны на рис. 68 пунктиром).

6. Двигатели, расход энергии, схема коммутации, пусковые устройства, подвод энергии. Мощность двигателя по формуле (40) равна $N_p = 246$ квт.

Выбираем синхронный двигатель СД 12-36-8А мощностью 290 квт, напряжением 380 в и скоростью вращения 750 об/мин. Коэффициент запаса мощности двигателя

$$k_d = \frac{N}{N_p} = \frac{290}{246} = 1,18.$$

Годовой расход энергии на основании формулы (72)

$$W = \frac{Q \frac{H_{\max} + H_{\min}}{2}}{102 \eta_{cp} \eta_n \eta_c \eta_p} n_d n_d = \frac{4200 \frac{288 + 120}{2}}{60 \cdot 102 \frac{0,625 + 0,805}{2} 0,93 \cdot 0,95 \cdot 0,8} 24 \cdot 365 =$$

$$= 2\,430\,000 \text{ квт} \cdot \text{ч.}$$

7. Калориферная установка. Расчетom установлено, что при $t_{\text{нар}} = -25^\circ$; $t_{\text{см}} = +2^\circ$ и $t_{\text{под}} = 70^\circ$ количество подогреваемого воздуха составит $G_{\text{под}} = 25$ кгс/сек, а расход пара $D_k = 18\,100$ кгс/ч.

Г л а в а VII

НАСОСЫ

§ 1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Водоотливная установка с центробежными насосами состоит из следующих основных элементов (рис. 70): насоса 1, двигателя 2, пускателя 3, всасывающего трубопровода 4 с приемными сеткой 5 и клапаном 6, нагнетательного трубопровода 7 с задвижкой 8, обратным клапаном 9, трубкой 10 с вентилем 11 для заливки водой насоса и трубопровода 4 из трубопровода 7 перед пуском насоса. Трубопровод 12 с задвижкой 13 необходим для выпуска воды при ремонте трубопровода 7, вакуумметр 14 и манометр 15 предназначены для измерения давления во всасывающем 4 и нагнетательном 7 трубопроводах. Сетка 5 служит для предохранения от попадания в насос с водой посторонних предметов, клапан 6 нужен при заливке насоса водой, клапан 9 — для того, чтобы при внезапной остановке

насоса избежать гидравлического удара. Через краны 16 выпускают при заливке воздух из насоса и ведут контроль за заливкой. При выходе из строя вентиля 11 заливку насоса можно произвести через воронку 17.

При работе насоса в трубопроводе 4 создается разрежение, вода под давлением атмосферного воздуха поступает из заборного резервуара в корпус насоса — происходит процесс всасывания.

На выходе из насоса создается напор, под действием которого вода движется по трубопроводу 7 и выливается на поверхность.

Геодезическая высота всасывания $H_в$ — расстояние по вертикали от уровня жидкости в заборном резервуаре до места входа ее в насос.

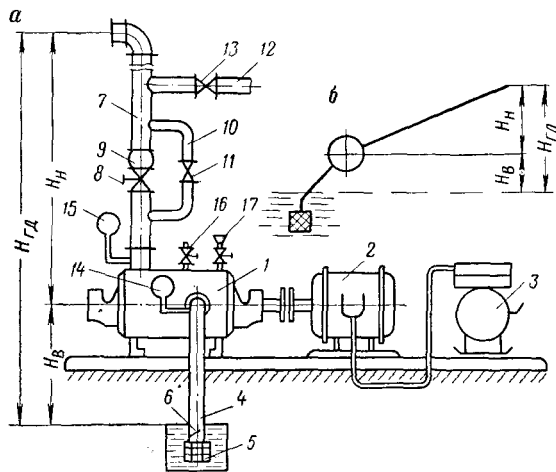


Рис. 70. Схемы насосных установок

Геодезическая высота нагнетания $H_н$ — расстояние по вертикали от места выхода жидкости из насоса до сливного отверстия нагнетательного трубопровода.

Геодезическая высота подачи жидкости: при вертикально расположенном трубопроводе (рис. 70, а)

$$H_{гд} = H_в + H_н; \quad (81)$$

при наклонно расположенном трубопроводе (рис. 70, б)

$$H_{гд} = l_в \sin \alpha_в + l_н \sin \alpha_н, \quad (82)$$

где $l_в$ и $l_н$ — длина соответственно всасывающего и нагнетательного трубопроводов (для всасывающего — это длина от поверхности жидкости в колодце до насоса);

$\alpha_в$ и $\alpha_н$ — углы наклона к горизонту соответственно всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

Манометрический напор $H_м$, создаваемый насосом, затрачивается на преодоление геодезической высоты подачи, сопро-

тивлений в трубопроводе и на сообщение определенной скорости движению воды.

Простейший центробежный насос представляет собой одноколесную турбомашину, основными элементами которой являются рабочее колесо и спиральный диффузор. Так как одноколесные насосы создают недостаточный для транспортирования воды из шахты напор, применяются многоколесные насосы с последовательным соединением на одном валу до 10—12 колес.

На рис. 71 показана схема трехколесного центробежного насоса. На валу 1, опирающемся на подшипники 2, шпонками 3 закреплены колеса 4, 5, 6. По всасывающему патрубку 7 жидкость поступает в колесо 4, где приобретает потенциальную и скоростную энергию.

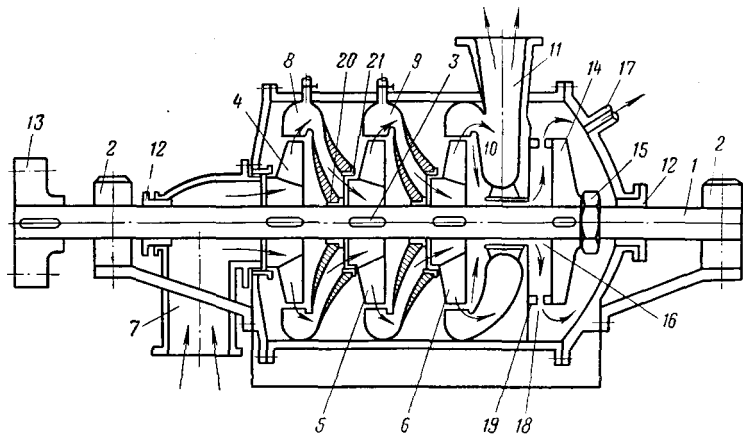


Рис. 71. Схема центробежного насоса

Из колеса 4 жидкость поступает в направляющий аппарат 8, где скоростная энергия частично преобразуется в напор. Из аппарата 8 жидкость подводится в колесо 5, где снова приобретает скоростную энергию, преобразуемую в напор в следующем направляющем аппарате 9. Из последнего колеса 6 жидкость поступает в спиральную камеру 10 и через диффузор 11 под напором — в нагнетательный трубопровод насоса. В местах выхода из корпуса насоса вал уплотняется сальниками 12. Вал насоса соединяется с валом двигателя муфтой 13.

Рабочие колеса и направляющие аппараты рассматриваемого насоса заключены в общий корпус. Однако насосы бывают и секционные, в которых каждая секция состоит из колеса и направляющего аппарата. Между собой секции соединяются стяжными шпильками (болтами).

Секционные насосы более удобны в изготовлении, так как отдельные секции можно соединять в необходимом количестве, и удобны при замене износившихся деталей.

Бывают также насосы с разъемным корпусом в горизонтальной плоскости. В таких насосах облегчен осмотр внутренних деталей, уход и контроль за насосом, хотя наличие кожуха увеличивает вес и размеры насоса.

По расположению вала насосы бывают горизонтальные и вертикальные. Для установки в насосных камерах наибольшее применение имеет горизонтальный насос, для откачки воды при проходках стволов — вертикальные насосы.

Важным элементом насоса является рабочее колесо, диаметр которого не превышает 800 мм. Для неагрессивной воды колеса изготавливаются литыми из чугуна, для кислотной воды — из хромоникелевой и хромистой стали, цементированного хромом чугуна, хромистого или кремнистого чугуна, кислотоупорной бронзы (свинцово-оловянистые сплавы или алюминий-железные и марганцевые бронзы) и текстолита.

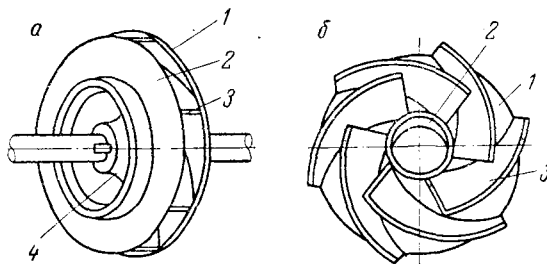


Рис. 72. Рабочие колеса:
а — закрытого типа; б — открытого типа

По конструкции рабочие колеса насосов бывают закрытого и открытого типов. В колесах закрытого типа имеются задний 1 и передний 2 диски, между которыми расположены лопатки 3 (рис. 72, а), причем диски, лопатки и втулка 4, с помощью которой колесо насаживается на вал, отливаются заодно. В колесах открытого типа имеется только задний диск 1 с втулкой 2 и лопатками 3 (рис. 72, б).

Из условия прочности диски колеса утолщаются по направлению к втулке. Скорость на внешней окружности литых чугунных колес не более 34—45 м/сек.

Лопатки колес загнуты назад с углом выхода 145—150°. Форма кривой лопатки должна быть такой, чтобы на всем протяжении ее приращение абсолютной скорости было плавным, равномерным и обеспечивались требуемые углы входа и выхода. Лопатки профилируются по дуге окружности или по логарифмической спирали и имеют толщину: чугунные 4—8 мм, бронзовые 3—6 мм.

К. п. д. насоса зависит от тщательности обработки поверхностей межлопаточных каналов колеса, образуемых его дисками и лопатками, от числа и длины лопаток, от плавности изменения сечения площади прохода в канале. Движение воды в колесе тем правильнее,

чем больше число лопаток, но при значительном их числе увеличивается сопротивление трению. Обычно в одном колесе 6—9 лопаток.

В шахтных насосах чаще применяются колеса закрытого типа, так как они допускают разбег вала, необходимый при наиболее распространенном способе уравнивания осевого давления; при них меньше утечки жидкости через зазоры. Колеса открытого типа целесообразно применять для транспортирования загрязненных и густых жидкостей.

По удельному числу оборотов рабочие колеса центробежных насосов делятся на три типа: тихоходные ($n_s = 40 \div 80$), нормальные ($n_s = 80 \div 150$), быстроходные ($n_s = 150 \div 300$). При увеличении быстроходности колес, как правило, возрастает и к. п. д. Тихоходные колеса обеспечивают высокие напоры и сравнительно небольшие подачи, быстроходные — наоборот.

Так как из рабочего колеса насоса жидкость выходит с очень большой абсолютной скоростью, достигающей 50 м/сек, а для уменьшения потерь напора скорость в каналах насоса и в трубопроводе должна быть 1—5 м/сек, применяются спиральные диффузоры, направляющие аппараты и спиральные каналы, которые преобразуют кинетическую энергию в потенциальную. Кроме того, направляющие аппараты и спиральные каналы необходимы для передачи жидкости из одного колеса насоса в другое.

Рабочее колесо находится внутри неподвижного направляющего аппарата, изготовляемого из такого же материала, что и колесо. Направляющий аппарат, применяемый в большинстве многоколесных насосов, имеет лопатки, образующие в нем камеры, сечение которых по направлению движения текучего увеличивается. Ширина направляющего аппарата для обеспечения нормального поступления струи воды из колеса в аппарат делается на 1—2 мм больше ширины колеса на выходе. Зазор между внешней окружностью колеса и внутренней окружностью направляющего аппарата составляет 3—4 мм. Число лопаток направляющего аппарата обычно на единицу меньше, чем в колесе (для уменьшения потерь).

Для обеспечения безударного входа жидкости в межлопаточную камеру аппарата угол наклона лопаток при входе должен быть равен углу выхода жидкости из рабочего колеса. Обычно лопатки направляющего аппарата профилируются по эвольвенте и по закону постоянства относительной скорости в каналах рабочего колеса. Выходной угол лопаток направляющего аппарата для уменьшения удара при переходе жидкости из направляющего аппарата в переводной канал равен 90° .

Спиральные каналы применяются в спиральных насосах. Они отливаются в корпусе насоса и профилируются так, чтобы средняя скорость жидкости во всех сечениях была одинаковой.

Устройства должны быть такими, чтобы в них при преобразовании кинетической энергии в потенциальную потери были наименьшими, поэтому форма устройств должна соответствовать естественной траектории движения жидкости, выходящей из рабочего колеса,

благодаря чему скорости жидкости будут касательными к стенкам, должны быть возможно большими радиусы закругления, гладкая внутренняя поверхность и постепенное необходимое расширение по направлению тока жидкости.

Устройства для уравнивания осевого давления необходимы в насосах в связи с возникновением при работе насоса силы осевого давления, направленной вдоль оси насоса — от нагнетательной стороны к всасывающей.

Осевое давление объясняется неравенством давления на поверхности рабочего колеса (меньшее давление на входе и большее на выходе), неравенством скоростей жидкости при входе и выходе, конструктивным исполнением насоса. Особенно большое осевое давление (до 20 тс) возникает в многоколесных насосах с большой подачей.

Под действием осевого давления вал вместе с заклиненными на нем колесами стремится сдвинуться вдоль своей оси в сторону всасывания. Осевой сдвиг может привести к большому трению между вращающимися колесами и неподвижными направляющими аппаратами или корпусом, что повлечет за собой быстрый износ деталей насоса и снижение его к. п. д. Для устранения осевого сдвига применяются: в одноколесных насосах — колеса двустороннего всасывания, при которых давление по одну и другую сторону колеса одинаково, а при колесах одностороннего всасывания — упорный подшипник; в многоколесных горизонтальных насосах — разгрузочный диск или особое расположение рабочих колес; в вертикальных насосах — упорные шарикоподшипники, шариковые или обыкновенные пяты.

Наибольшее применение в шахтных насосах имеет разгрузочный диск (см. рис. 71). Диск 14 закреплен на валу 1 гайкой 15. Часть воды по кольцевому зазору 16 около вала проникает к одной стороне диска, давит на него и после этого выходит через трубку 17. Так как противоположная сторона диска находится почти под атмосферным давлением, то осевое давление уравнивается давлением жидкости на диск 14. Если давление осевого сдвига уменьшается, то диск вместе с валом автоматически передвигается в сторону, обратную направлению осевого сдвига, благодаря чему поток жидкости через увеличивающуюся щель 18 между диском 14 и кольцом 19 на крышке насоса усиливается, давление жидкости на диск уменьшается, уравниваясь с осевым давлением. Наличие разгрузочного диска приводит, таким образом, к непрерывному перемещению вала в осевом направлении. Расход воды через разгрузочное устройство составляет 1,5—3% подачи насоса. С помощью разгрузочного диска достигается полное уравнивание осевого давления с автоматическим приспособлением к этому изменяющемуся давлению силы, противодействующей ему. Сальник на нагнетательной стороне не подвержен высокому давлению, так как к нему подводится вода под давлением, близким к атмосферному. Но при таком устройстве имеет место расход воды через разгрузочный диск, трение диска о воду, быстрое срабатывание диска при перекачке загрязненной воды. Насосы не

могут работать при напорах, значительно меньше нормальных, так как при этом сильно уменьшается зазор между диском и кольцом на корпусе насоса и диск может соприкаться с кольцом. Насос должен быть установлен строго горизонтально.

Иногда уравнивание осевого давления в насосах достигается с помощью такого расположения рабочих колес, когда создаются равные, но противоположно направленные силы, действующие на колеса.

При таком расположении (рис. 73, а) колеса 1 и 2 и колеса 3 и 4 образуют соответственно две группы 5 и 6, причем колеса между собой соединены последовательно с помощью каналов, а группы

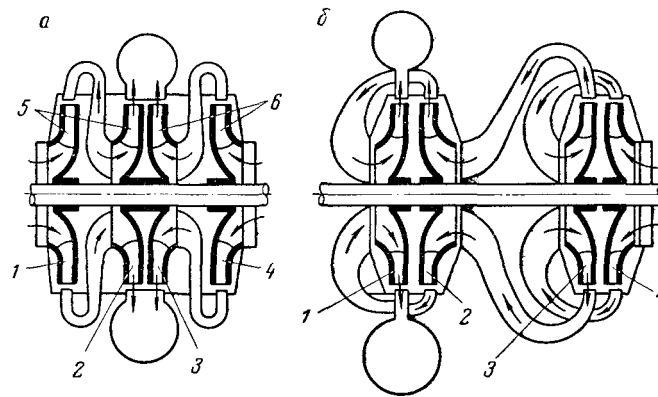


Рис. 73. Расположение рабочих колес для уравнивания осевого давления

колес — параллельно. Благодаря равным, но противоположно направленным осевым давлениям в каждой группе колес суммарное осевое давление уравнивается. При другом расположении (рис. 73, б) все колеса 1, 2, 3 и 4 соединены последовательно, но так, что осевое давление уравнивается. Так как при этом способе уравнивание осевого давления будет неполным, необходимо применить упорный подшипник. Кроме того, должно быть хорошее уплотнение между средними и последними колесами, так как иначе может возникнуть значительное осевое давление, направленное в сторону всасывания или в сторону нагнетания. Такое уплотнение надежно обеспечивается в насосах с разъемным корпусом в горизонтальной плоскости.

Уплотнения в насосе необходимы для устранения утечек жидкости, снижающих подачу насоса, и для предупреждения попадания атмосферного воздуха в месте прохода вала через крышку насоса всасывающей стороны. Утечки бывают через зазоры между рабочим колесом и направляющим аппаратом или корпусом, а также в месте прохода вала через крышку насоса нагнетательной стороны.

На рис. 74 показан ток жидкости через зазоры между рабочим колесом и направляющим аппаратом. Для уменьшения утечек необходимо увеличить сопротивление в зазоре, который поэтому удлиняется и уменьшается в радиальном направлении. Для этого в направляющем аппарате устанавливают малое 1 и большее 2 уплотнительные кольца (см. рис. 71, кольца 20 и 21), изготовленные из бронзы, стали, чугуна или текстолита. Износившиеся кольца заменяют новыми при ремонте насосов.

Сальник на нагнетательной стороне насоса препятствует проходу воды из насоса в атмосферу, а на всасывающей стороне — проникновению воздуха в насос, что может нарушить работу насоса.

Сальник на всасывающей стороне (рис. 75) состоит из прижимной втулки 1, набивки 2, кольца гидрозатвора 3, опорной втулки 4 и коробки 5. Втулка 1 с помощью болтов нажимает на набивку, которая плотно прилегает к валу 6 и к внутренней стенке коробки 5.

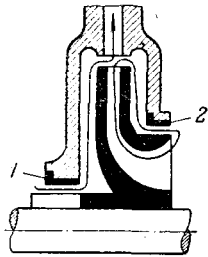


Рис. 74. Ток утечек

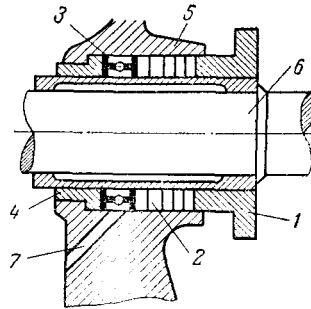


Рис. 75. Сальник насоса

Гидрозатвор образуется кольцом 3, в которое поступает вода из первого рабочего колеса по каналу 7 или по обводной трубке из разгрузочного устройства. Надобность в гидрозатворе сальника на нагнетательной стороне насоса отпадает. Для сальниковой набивки применяются плетенки из хлопковых, пеньковых или льняных шнуров, пропитанных густым жиром.

Сальник должен быть затянут так, чтобы из него всегда по каплям просачивалась вода.

Валы и подшипники являются ответственными деталями насосов. Так как валы должны обладать большой прочностью, они изготовляются из специальной стали. Подшипники применяются: скольжения с кольцевой смазкой и с бронзовыми или баббитовыми вкладышами, шариковые или роликовые; резиновые или пластмассовые, в которых смазкой служит вода.

Всасывание жидкости насосами, как указывалось ранее, происходит под давлением атмосферного воздуха $\frac{p_a}{\gamma}$ (в м ст. жидкости) при давлении (меньшем атмосферного) $\frac{p_1}{\gamma}$ на входе в рабочее колесо.

Теоретическая высота всасывания определяется на основании уравнения Бернулли, составленного относительно уровня жидкости в колодце (см. рис. 70)

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} + z_0 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1,$$

где v_0 и v_1 — скорости жидкости соответственно в колодце и в трубопроводе, причем $v_0 = 0$, а $v_1 = v_T$;

z_0 и z_1 — высота над плоскостью отсчета; $z_0 = 0$, $z_1 = H_{в.т}$ — расстояние по вертикали от уровня жидкости в колодце до высшей ее точки во всасывающем трубопроводе.

На основании этого теоретическая высота всасывания

$$H_{в.т} = \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} - \frac{v_T^2}{2g}. \quad (83)$$

Наименьшее давление $\frac{p_1}{\gamma}$ равно упругости насыщенных паров жидкости H_t , следовательно, наибольшая теоретическая высота всасывания

$$H_{в.т \max} = \frac{p_a}{\gamma} - H_t - \frac{v_T^2}{2g}. \quad (84)$$

Величина $\frac{p_a}{\gamma}$ зависит от высоты местности над уровнем моря и от метеорологических условий: при высоте — 600 м давление $\frac{p_a}{\gamma} = 11,3$ м вод. ст., при высоте 0 давление $\frac{p_a}{\gamma} = 10,33$ м, при высоте 300 м давление $\frac{p_a}{\gamma} = 10,08$ м и т. д. Атмосферное давление для одной и той же местности в зависимости от метеорологических условий колеблется до 0,5 м вод. ст.

Величина H_t зависит от температуры жидкости для воды: при $t = 10^\circ$ $H_t = 0,12$ м; при $t = 30^\circ$ $H_t = 0,43$ м; при $t = 60^\circ$ $H_t = 2,07$ м; при $t = 100^\circ$ $H_t = 10,78$ м и т. д.

При работе насоса может возникнуть явление отрыва воды от стенок — к а в и т а ц и я. Это вредное явление возникает при интенсивном испарении жидкости, когда во входном сечении рабочего колеса давление становится равным упругости насыщенных паров жидкости при данной температуре. В местах наименьшего давления в колесе образуются пространства, заполненные паром и содержащими в воде газы. Пузырьки пара и газа перемещаются водой в область более высоких давлений, где пары конденсируются. В образовавшиеся пустоты устремляются с очень большими скоростями частицы воды, вызывая удар о поверхности деталей насоса. В результате кавитации происходит разрушение стенок деталей, причем кроме механического разрушения усиливается корродирующее действие на металл воздуха, выделяющегося из воды и содержащего

много кислорода. Корродирующее действие особенно усиливается при перекачке кислотных вод.

Вода, ударяющаяся о стенки, сначала образует микроскопические углубления в местах наименьшей прочности материала, вызванной либо обработкой, либо вкраплениями (например, графита). Углубления усиливают процесс и являются в дальнейшем очагами разрушения; это подтверждается тем, что структура металла после разрушения имеет пористый характер.

Кавитация наступает при большой высоте всасывания; при работе насоса на пониженном напоре, когда подача насоса значительно больше расчетной.

Кавитация чаще всего наблюдается у задней части лопаток при входе, в месте наибольшей относительной скорости, а также у внутренней стороны переднего диска колеса, где поток при большой скорости круто поворачивает.

Кавитация наступает тем быстрее, чем выше высота всасывания. Явления кавитации усиливаются при уменьшении давления входа воды в насос, что выводит из строя прежде всего первое с всасывающей стороны колесо.

При возникновении кавитации в особенно неблагоприятных условиях разрушение лопаток колеса наступает через несколько часов после начала работы, изменяется характеристика насоса — наблюдается крутой поворот кривой $Q - H$ почти вертикально вниз. При работе насоса могут наблюдаться громкие шумы, увеличиваются потери от трения частиц воды о стенки в местах кавитации, снижается к. п. д. насоса.

Материалом, стойким к кавитации, являются нержавеющие стали с относительно большим содержанием хрома и никеля. Эффективным средством борьбы с кавитацией является также работа насоса с подпором, т. е. расположение насоса ниже заборного резервуара, когда вода в насос поступает под действием собственного веса.

Практическая высота всасывания должна быть установлена из условия отсутствия кавитации. Высота, при которой начинается кавитация, т. е. предельная высота всасывания, определяется по формуле

$$H_{в. \max} = \frac{p_a}{\gamma} - H_t - H_{т. в} - \frac{v_t^2}{2g} - H_k, \quad (85)$$

где $H_{т. в}$ — потери напора на преодоление сопротивлений от трения при движении воды во всасывающем трубопроводе;

H_k — разность между средним и наименьшим давлением, вызванным неравномерным распределением скоростей в потоке при входе в колесо; на основании опытных данных $H_k = 23Q^{2/3}$ при $n = 1450$ об/мин и $H_k = 57Q^{2/3}$ при $n = 2950$ об/мин.

Принимаемая в практике высота всасывания должна быть меньше предельной примерно на 25% и составляет 5—7 м вод. ст.

При перекачке горячей воды определенной температуры в связи с большим значением H_t всасывания воды в насос под действием

атмосферного давления быть не может. В этом случае насос должен быть расположен ниже заборного резервуара.

При работе насоса энергия, затрачиваемая на вращение рабочего колеса, не полностью передается жидкости, а частично затрачивается на преодоление различных потерь, составляющих три основные группы: 1) потери напора; 2) потери подачи (объемные или щелевые потери); 3) механические потери.

Потери напора возникают при движении реальной жидкости по каналам насоса вследствие явлений гидравлического характера (трение частиц жидкости друг о друга и о стенки насоса, местные сопротивления при резких изменениях сечений каналов, при крутых поворотах, при входе в рабочее колесо, направляющий аппарат и пр.), отрыва струи от стенок лопаток колеса и направляющего аппарата и др. Эти потери учитываются гидравлическим к. п. д. (0,70—0,95) — отношением действительного напора, создаваемого насосом, к теоретическому напору при конечном числе лопаток.

Потери подачи связаны с утечкой определенного количества жидкости через зазоры и неплотности. Объемные потери учитываются объемным к. п. д. — отношением действительной подачи к теоретической. Величина объемного к. п. д. равна 0,93—0,99, в среднем 0,95; нижнее значение объемного к. п. д. имеют многоступенчатые насосы с разгрузочным диском.

Механические потери возникают вследствие трения рабочего колеса о жидкость, трения в подшипниках и сальниках. Механические потери учитываются механическим к. п. д. (0,89—0,95) — отношением мощности, затрачиваемой непосредственно на перемещение жидкости (индикаторной мощности), к мощности на валу насоса.

Общий к. п. д. насоса учитывает все потери в насосе и представляет собой произведение гидравлического, объемного и механического к. п. д. Общий к. п. д. насоса показывает, какая часть мощности, затрачиваемой на вращение рабочих колес насоса, используется полезно для перемещения жидкости.

Так как определить аналитически все потери в насосе трудно, общий к. п. д. насоса определяется опытным путем и по формуле (39)

$$\eta = \frac{Q\gamma H_M}{102N_B\eta_{\text{п}}}, \quad (86)$$

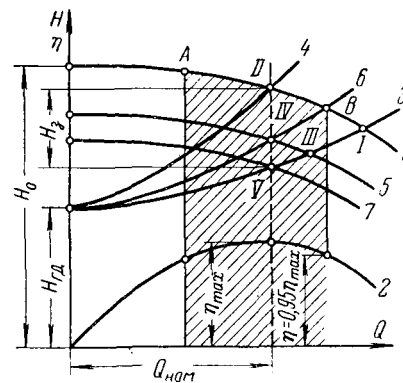


Рис. 76. Диаграмма регулирования насоса

причем мощность N_v на валу насоса находится с помощью электрических измерительных приборов на основании формулы (76).

Регулирование насоса имеет целью установление режима работы, соответствующего номинальной $Q_{ном}$ (или близкой к ней) подаче, при которой к. п. д. насоса достигает максимального значения η_{max} или должен быть в области промышленного использования насоса, устанавливаемой значениями к. п. д. $\eta \geq 0,95\eta_{max}$.

На рис. 76 показаны кривые 1 и 2 соответственно $Q - H$ и $Q - \eta$ и область промышленного использования насоса (часть AB кривой $Q - H$).

Регулирование насосов можно произвести: 1) изменением характеристики трубопровода при заданном значении геодезической высоты подачи с помощью задвижки на нагнетательном трубопроводе; 2) изменением характеристики насоса путем изменения числа последовательно соединенных колес, изменения скорости вращения вала насоса, уменьшения длины лопаток рабочего колеса.

Предположим, что характеристика трубопровода изобразится кривой 3, тогда режим работы (точка I) расположится за областью AB промышленного использования насоса.

При регулировании задвижкой, прикрывая её, устанавливают характеристику трубопровода 4, при которой режим работы изобразится точкой II и соответствует $Q_{ном}$ и $H_{ном}$. Так как при этом увеличивается сопротивление в трубопроводе, то напор возрастает на величину H_3 по сравнению с напором по характеристике 3 при $Q_{ном}$ и поэтому дополнительно затрачивается мощность

$$N_{доп} = \frac{Q_{ном} \gamma H_3}{102 \eta_n} \quad (87)$$

Если напор H_3 , затрачиваемый на преодоление сопротивлений в задвижке, больше напора H_k , создаваемого одним рабочим колесом насоса, регулирование целесообразно произвести снятием числа колес $i_{с.н} = \frac{H_3}{H_k}$. При уменьшении числа колес характеристика насоса изобразится кривой 5, а режим работы — точкой III. Подрегулирование до требуемого режима IV осуществляется задвижкой, с помощью которой устанавливается характеристика 6 трубопровода. В частном случае, когда напор, создаваемый числом i_k последовательно соединенных колес насоса, равен манометрическому напору H_m в трубопроводе, т. е. $i_k H_k = H_m$, требуемый режим (точка V) установится без подрегулирования задвижкой.

При изменении окружной скорости колес как изменением оборотов, так и уменьшением длины лопаток получают характеристику насоса в виде кривой 7, при которой обеспечивается требуемый режим.

Следует иметь в виду, что при всех способах регулирования изменением характеристики насоса необходимо во избежание неустойчивого режима работы соблюдать зависимость (38). В связи

с возможным при эксплуатации увеличением крутизны характеристики трубопровода (из-за отложения осадков в трубах) необходимо, чтобы при первоначальном режиме работы обеспечивалась несколько большая подача насоса по сравнению с номинальной.

Из всех описанных способов регулирования наиболее простым и точным, хотя и наименее экономичным, является регулирование задвижкой на нагнетательном трубопроводе, которое имеет в практике наибольшее распространение. Снятие колес может быть применено только при условии, что $H_з > H_к$. При непосредственном соединении насоса с асинхронным двигателем с короткозамкнутым ротором регулирование изменением скорости вращения будет грубым. Регулирование уменьшением длины лопаток рабочих колес может применяться в спиральных насосах.

К о н с т р у к ц и и н а с о с о в. Для главного и участкового водоотлива применяются многоступенчатые секционные насосы МС (многоступенчатые секционные), заменившие ранее выпускавшиеся насосы АЯП и КСМ.

На рис. 77 показан насос 8МС-7 (первая цифра в шифре насосов МС обозначает диаметр всасывающего патрубка в дюймах, последние цифры — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз). На валу 1 с помощью шпонок закреплены рабочие колеса 2, помещенные в направляющих аппаратах 3. Торцы втулок колес плотно прилегают друг к другу, предохраняя вал от непосредственного соприкосновения с водой. Вал вращается в сферических двухрядных роликоподшипниках 4, установленных в кронштейнах 5. Секции насоса стягиваются шпильками 6. Уплотнения между секциями выполнены резиновым шнуром 7. Для уплотнения между рабочими колесами и направляющими аппаратами использованы подвижные самоустанавливающиеся уплотнительные кольца 8, помещенные в заточки каждого направляющего аппарата.

Уплотнение вала при проходе его через крышку всасывания 9 и крышку нагнетания 10 производится сальниками 11, причем в сальнике со всасывающей стороны применен гидрозатвор. К втулке 12 гидрозатвора вода через косое отверстие в крышке всасывания подводится под давлением, создаваемым первым рабочим колесом. В этой втулке имеются выточки и отверстия, через которые вода проходит к рубашке 13 вала, чем предупреждается засасывание воздуха в насос. Втулка 12 отделена от полости крышки всасывания уплотняющей бронзовой втулкой 14.

Осевое давление уравнивается с помощью разгрузочного устройства, состоящего из стального диска 15 с кольцом 16, кольца 17, выполненного из специального сплава и закрепленного на крышке нагнетания. Вода после разгрузочного диска выходит по трубке 18. Диск 15 насажен на вал с помощью шпонки и закреплен роторной гайкой 19, которой стянут весь ротор насоса.

Вал насоса соединяется с валом двигателя муфтой 20, причем полумуфты закрепляются на валах с помощью шпонок, а между собой соединяются пальцами с резиновыми втулками для эластичности.

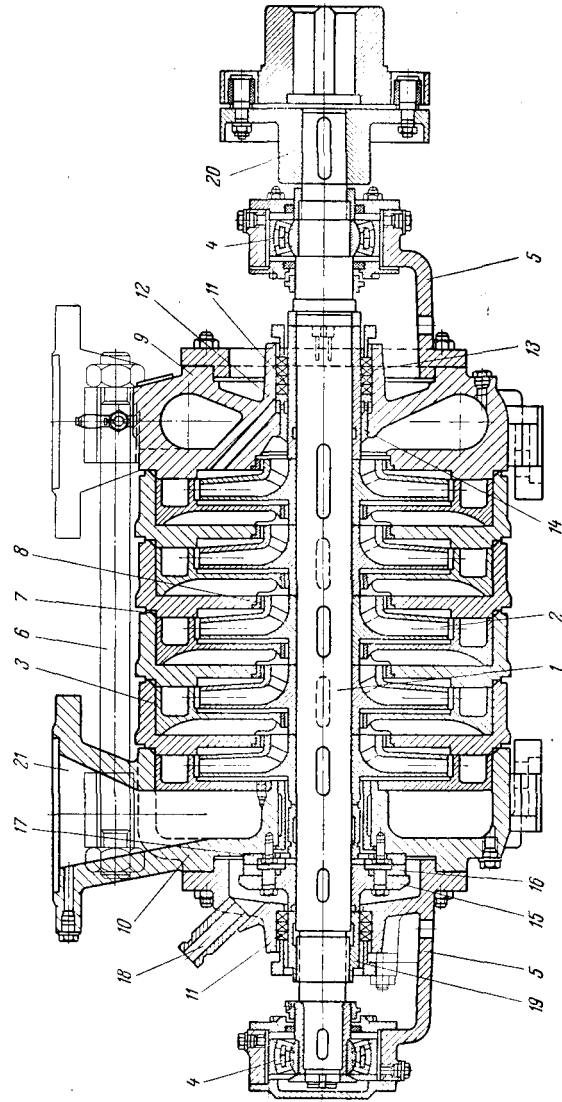


Рис. 77. Разрез насоса SMC-7

При работе насоса вода по всасывающей трубе поступает во всасывающую крышку, проходит последовательно все рабочие колеса и направляющие аппараты и выходит под напором в нагнетательный патрубок 21, причем часть воды расходуется в разгрузочном устройстве. Нагнетательный патрубок 21 обычно располагается со стороны, противоположной муфте 20.

Направление вращения рабочих колес насосов МС правое — по часовой стрелке, если смотреть со стороны муфты.

Насосы МС предназначены для перекачки нейтральных жидкостей при температуре не выше 20—25° С. Для перекачки горячей воды применяются насосы в специальном исполнении — МСГ. Для кислотных вод выпускаются насосы 4МСР-10 и 8МСК-7 в хромоникелевом исполнении с той же технической характеристикой, что и насосы 4МС-10 и 8МС-7.

Скорость вращения вала большинства насосов МС равна 2950 об/мин, отчего размеры их на 18—26%, а вес на 60—66% меньше, чем у насосов КСМ и АЯП, имеющих скорость вращения 1450 об/мин. К. п. д. насосов МС на 6—15% более к. п. д. насосов АЯП и КСМ. Следует отметить, что с увеличением скорости вращения высота всасывания этими насосами уменьшается, а насос 8МС-10 должен работать с подпором (в сочетании с бустерным насосом). Данные о насосах МС приведены в табл. 8.

Таблица 8

Технические характеристики насосов МС

Насос	Подача, м ³ /ч	Напор на одно рабочее колесо м вод. ст.	Число рабочих колес	К. п. д. насоса	Скорость вращения, об/мин	Внутренний диаметр патрубка, мм		Высота всасывания, м
						всасывающего	нагнетательного	
3МС-10	34	23	2—10	0,62	2950	80	80	5
4МС-10	60	33	2—10	0,65	2950	100	80	5
5МС-10	105	49	2—10	0,68	2950	125	125	4,5
6МС-10	175	68	7—10	0,72	2950	150	125	4
6МС-7	175	43	2—10	0,72	1475	150	150	5
8МС-7	290	60	2—10	0,74	1475	200	200	5
8МС-10	290	96	7—10	0,74	2950	200	175	—

Спиральные насосы характеризуются отсутствием направляющих аппаратов, замененных спиральными камерами в корпусе насоса; симметричным расположением входных отверстий рабочих колес, что позволило отказаться от гидравлических разгрузочных устройств; простотой сборки и разборки благодаря применению съемной половины корпуса.

В некоторых конструкциях спиральных насосов для улучшения их всасывающих свойств первое рабочее колесо имеет двустороннее всасывание.

На рис. 78 показан трехколесный насос 8МД-6 × 3 (8 — диаметр всасывающего патрубка в дюймах, М — многоступенчатый, Д — первое колесо двустороннего всасывания, 6 — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз, 3 — число рабочих колес).

Корпус насоса состоит из двух частей 1 и 2 с разъемом в горизонтальной плоскости. Жидкость через всасывающий патрубок 3 по полуспиральному подводу поступает в рабочее колесо 4, откуда по спиральному каналу 5 и перепускному каналу 6 подается в камеру 7 и затем в рабочее колесо 8. Из рабочего колеса по спиральному каналу 9 поток жидкости входит в рабочее колесо 10, после которого попадает в спираль 11 и в нагнетательный патрубок 12.

Уплотнение вала 13 в месте выхода его в крышках производится сальниковой набивкой 14, удерживаемой втулками 15. Вал насоса соединяется с валом двигателя муфтой 16.

Подача насоса 8МД-6 × 3 равна 180—280 м³/ч, напор 460—360 м вод. ст., скорость вращения 2950 об/мин, к. п. д. равен 0,63. Насосы МД имеют диапазон подачи 90—280 м³/ч и напора 180—725 м вод. ст.

Большие размеры и вес являются крупными недостатками спиральных насосов и препятствуют применению насосов в шахтных условиях.

Подвесные насосы применяют при проходках и откачке воды из затопленных шахт. Насосы имеют вертикальный вал и потому легко размещаются в стволе шахты. Так как уровень откачиваемой из ствола воды изменяется, то насосы подвешиваются на стальном канате (или на цепях) так, чтобы можно было изменить положение насоса в стволе. Длина трубопровода изменяется вставкой или удалением звеньев труб.

Подвесной вертикальный насос ППН-50-12 (рис. 79) состоит из трех основных частей: рамы с подвесным устройством 1, насоса 2 и двигателя 3 с пусковой аппаратурой.

К верхней части рамы крепится ролик 4, охватываемый канатом, один конец которого закреплен на копре, а другой переброшен через копровый шкив и закреплен на лебедке. На раме закреплена лестница 5.

Насос 2 имеет одиннадцать рабочих колес открытого типа, помещенных в чугунные направляющие 6, образующие корпус насоса. К всасывающему патрубку на первой секции насоса крепится гибкий шланг 7 диаметром 150 мм; второй конец шланга соединяется с приемной сеткой 8. К нагнетательному патрубку на последней секции присоединен нагнетательный трубопровод 9 диаметром 100 мм с опорным коленом 10, обратным клапаном 11 и задвижкой 12. Для заливки насоса водой имеется перепускная труба 13 с вентилем 14. На нагнетательном трубопроводе присоединен манометр 15.

Асинхронный двигатель 3 состоит из корпуса 16 и верхней крышки. В крышке установлен встроенный радиально-упорный шарикоподшипник, воспринимающий осевые усилия во время работы

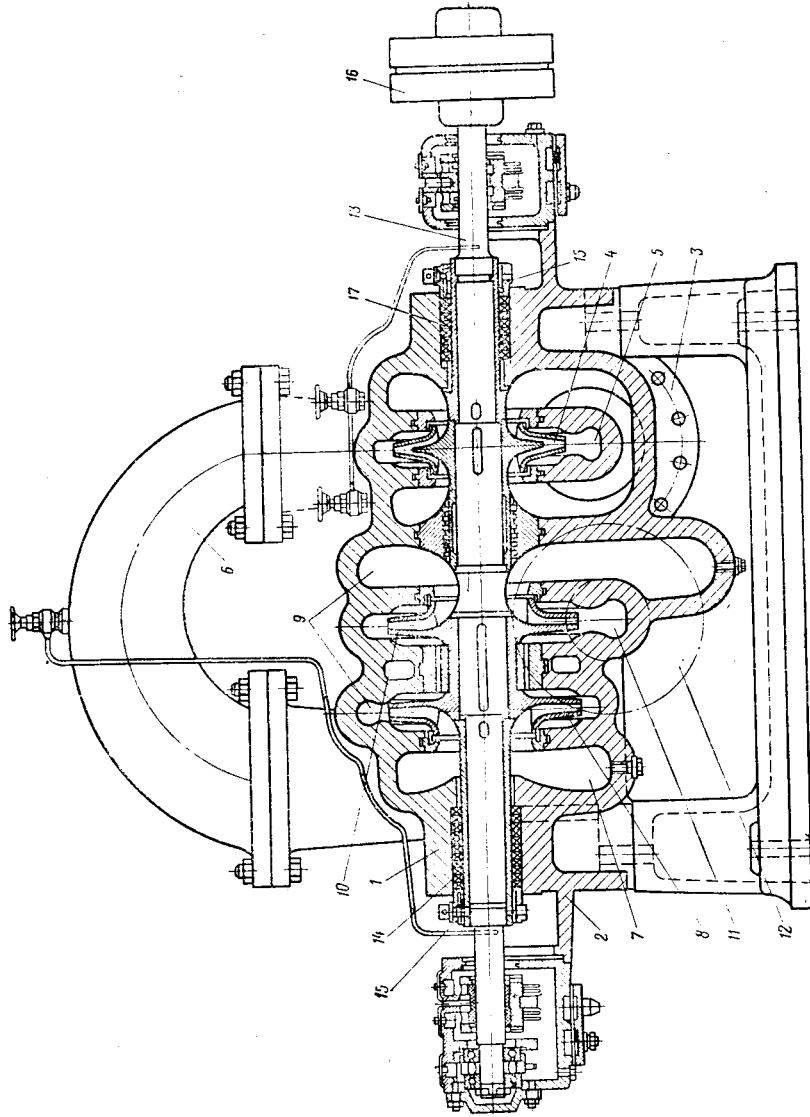


Рис. 78. Разрез насоса СМД-6 × 3

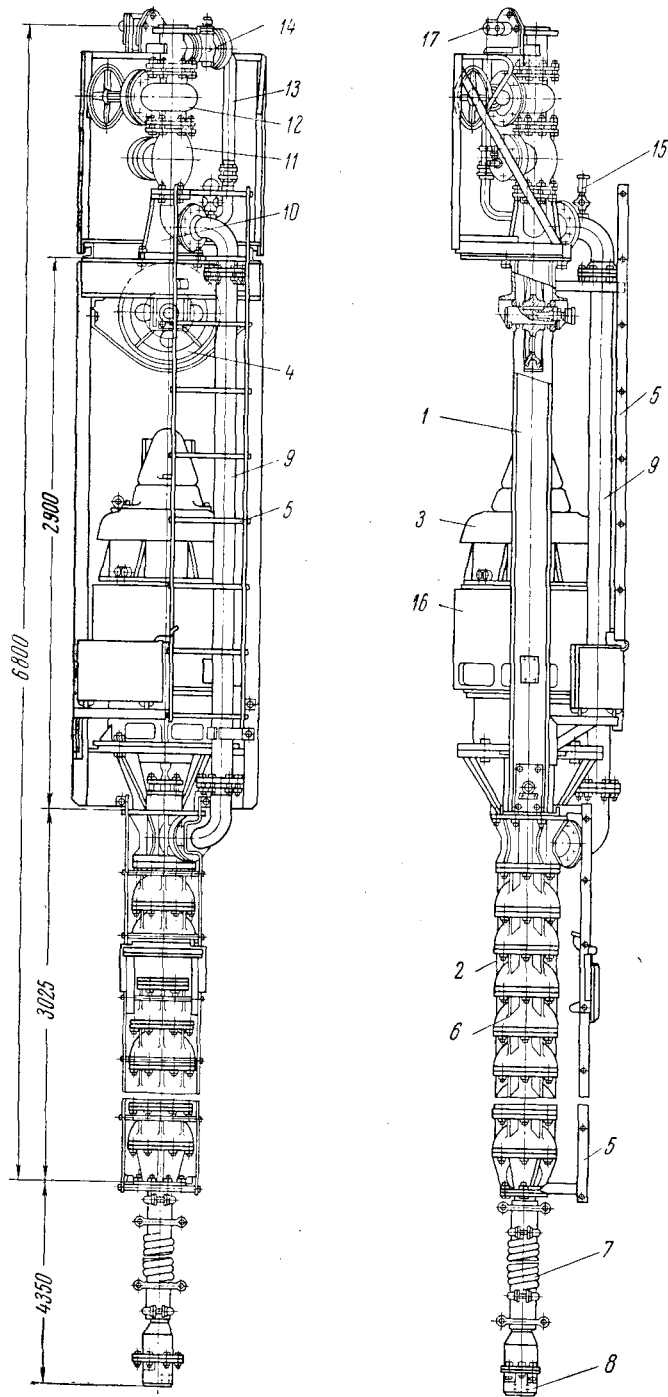


Рис. 79. Насос
ППН 50-12

насоса. Для пуска двигателя применен двухкнопочный пост управления 17, расположенный вблизи задвижки 12.

В насосе ППН-50-12 вода по всасывающему трубопроводу проходит в нижний корпус 1, попадает в рабочее колесо 2 и затем в направляющий корпус 3 с каналами сложного профиля (рис. 80). Из корпуса 3 вода поступает к следующему рабочему колесу и т. д. Затем вода попадает в верхний корпус 4 и из него — в нагнетательный трубопровод 5.

Колесо 2 жестко закреплено на валу 6 с помощью конических втулок 7, затянутых гайками 8, которые предохраняются от раскручивания стопорными шайбами. Вал насоса вращается в резиновых подшипниках 9 и 10, запрессованных в направляющие корпуса насоса. Уплотнение создается сальниковым устройством, состоящим из втулки 11, двух слоев сальниковой набивки 12 из пенькового шнура, пропитанного графитом и смазкой, и кольца 13, помещенного между слоями набивки. Уплотнение поджимается разъемной нажимной втулкой 14 с помощью шпилек и гаек. Сальниковое уплотнение смонтировано в стакане-корпусе сальника 15, который, в свою очередь, плотно запрессован в верхнем корпусе насоса. Для подачи смазки к набивке сальника применена масленка 16. Корпуса соединяются между собой с помощью шпилек и гаек. Между корпусами для герметичности применяется кольцо 17. Во избежание износа вала 6 у сальника установлена предохранительная сменная втулка 18, застопоренная разрезным кольцом.

Вал насоса с промежуточным валом приводного устройства соединяются с помощью резьбовой муфты 19. Вал насоса с закрепленными на нем рабочими колесами может перемещаться вдоль своей оси на величину до 10 мм. При этом между поверхностями лопаток и корпусов образуется зазор, величина которого обуславливает подачу насоса: чем больше зазор, тем меньше подача. Номинальный зазор равен 0,75 мм. При перекачке сильно загрязненной воды зазор должен быть увеличен. Для регулирования зазора на верхнем конце полого вала двигателя укреплен муфта, имеющая зубья и охватываемая ободом с отверстиями, в которых помещены цилиндрические штифты. На муфту опирается регулировочная гайка, на которой подвешен приводной вал насоса, пропущенный через полый вал двигателя. С помощью регулировочной гайки регулируется зазор.

Насос ППН-50-12 характеризуется следующими данными: подача 50 м³/ч, напор 250 м вод. ст., высота всасывания 5 м, мощность двигателя 75 квт, скорость вращения вала 1470 об/мин, размеры в плане 1020 × 990 мм, высота 6940 мм, вес 3250 кгс.

Подвесные насосы ВП-2 и ВП-3с благодаря большой скорости вращения ($n = 2950$ об/мин) имеют меньшее число рабочих колес по сравнению с насосом ППН-50-12, а следовательно, и меньшие размеры. В этих насосах применены колеса закрытого типа. Насос ВП-2 развивает напор до 400 м вод. ст. при подаче 35 м³/ч, а насос ВП-3с — соответственно 360 м вод. ст. и 50 м³/ч.

Таблица 9

Технические характеристики некоторых насосов типа К

Показатели	Насос													
	2К-6			3К-6				3К-9			4К-6			
Подача, м ³ /ч	10	20	30	30	45	60	70	30	45	55	65	90	115	135
Напор, м вод. ст.	34,5	30,8	24	62	57	50	44,5	34,8	31	27,5	98	91	81	72,5

Первая цифра в шифре насоса указывает диаметр всасывающего патрубка в дюймах, К — консольный, цифра после К — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз. Эти насосы имеют скорость вращения вала 2900 об/мин, направление вращения вала — против часовой стрелки, если смотреть со стороны муфты.

Ясногорский машиностроительный завод выпускает консольный насос К-60, предназначенный для откачки воды из колодцев стволов в водосборники, а также для участковых установок. Этот насос может откачивать загрязненную воду с твердыми частицами крупностью до 0,1 мм. Подача насоса 60 м³/ч при напоре до 20 м вод. ст. Мощность двигателя 7 квт, $n = 1450$ об/мин.

§ 2. ПОРШНЕВЫЕ И ВИНТОВЫЕ НАСОСЫ

В этих насосах процессы всасывания и нагнетания происходят благодаря изменению при помощи поршня или винта объема цилиндра, или камеры, в которой находится перекачиваемая жидкость. Поэтому такие насосы называются объемными.

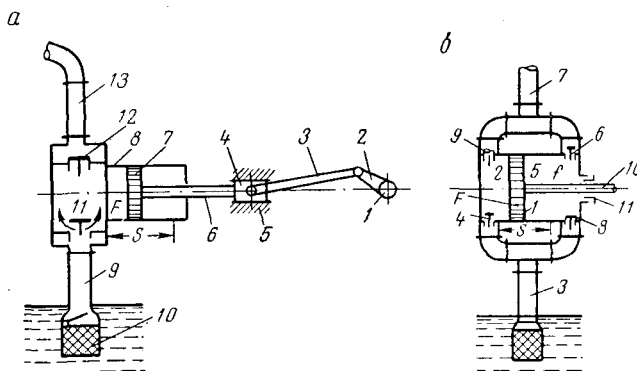


Рис. 82. Схемы поршневых насосов:
а — простого действия; б — двойного действия

В поршневых насосах вращательное движение вала 1 преобразуется кривошипно-шатунным механизмом (кривошип 2 и шатун 3) в возвратно-поступательное движение ползуна 4 по напра-

вляющим 5, штока 6 и поршня 7 в цилиндре 8 насоса (рис. 82, а). За поворот вала насоса поршень 7 проходит путь s — длину хода поршня.

При движении поршня слева направо в цилиндре создается разрежение, жидкость под давлением атмосферного воздуха поступает по всасывающему трубопроводу 9, снабженному приемными сеткой и клапаном 10, через всасывающий клапан 11 в цилиндр. При движении поршня в обратном направлении закрывается клапан 11, и поступившая за предыдущий ход поршня жидкость выталкивается через нагнетательный клапан 12 в нагнетательный трубопровод 13.

Поршневые насосы по способу действия бывают простого действия — за один оборот вала насоса (два хода поршня) происходит одно всасывание и одно нагнетание — и двойного действия — за один оборот вала происходят два всасывания и два нагнетания (рис. 82, б), а по числу цилиндров — одноцилиндровые, двухцилиндровые, трехцилиндровые.

Насос простого действия (см. рис. 82, а). При площади поршня F (м^2) и длине хода поршня s (м) теоретическая подача насоса за один оборот вала $Q_{\text{т}} = Fs$ (м^3).

Действительная подача вследствие утечек воды, связанных с запаздыванием открытия и закрытия клапанов, их неплотностью, попаданием в насос вместе с водой воздуха, неплотностями в насосе, будет меньше. При n об/мин вала насоса действительная часовая подача

$$Q = 60\alpha_0 Fsn, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (88)$$

где $\alpha_0 = \frac{Q}{Q_{\text{т}}} < 1$ — объемный коэффициент насоса, в зависимости от качества насосов, условий и продолжительности работы $\alpha_0 = 0,8 \div 0,9$.

Насос двойного действия (см. рис. 82, б). При ходе поршня 1 слева направо в левой части 2 цилиндра насоса происходит всасывание через всасывающий трубопровод 3 и всасывающий клапан 4, а в правой части 5 цилиндра насоса — нагнетание через нагнетательный клапан 6 в нагнетательный трубопровод 7. При обратном ходе поршня 1 в части 5 цилиндра происходит всасывание через всасывающий клапан 8 и нагнетание из части 2 цилиндра через нагнетательный клапан 9. Уплотнение штока 10 в крышке насоса достигается сальником 11.

Действительная часовая подача насоса с учетом площади штока f , которая составляет примерно 3% от F , равна

$$Q = 60\alpha_0 (2F - f) sn, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (89)$$

Насос двойного действия по сравнению с насосом простого действия имеет более равномерную подачу жидкости в нагнетательный трубопровод, а при одинаковых габаритах — вдвое большую подачу.

Многоцилиндровые насосы. В двухцилиндровом насосе каждый цилиндр может быть простого и двойного действия.

Для большей равномерности подачи поршни в цилиндрах смещены один относительно другого: в первом случае, если в одном цилиндре происходит всасывание, то в другом — нагнетание (кривошипы сдвинуты один относительно другого на 180°), во втором случае, если один поршень находится у крышки цилиндра, то другой — посередине второго цилиндра (кривошипы сдвинуты на 90°).

В трехцилиндровом насосе применены цилиндры простого действия, причем для большей равномерности подачи колена коленчатого вала насоса сдвинуты одно относительно другого на 120° . Из всех поршневых насосов трехцилиндровые насосы обеспечивают наиболее равномерную подачу.

Характеристика поршневого насоса и его режим работы. Подача насоса зависит от размеров его цилиндра и скорости вращения вала.

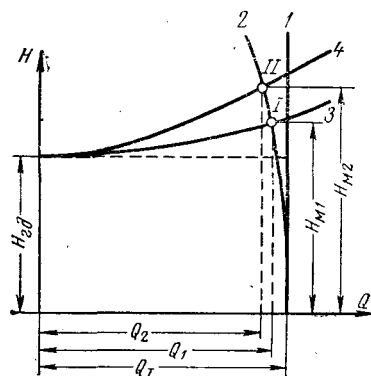


Рис. 83. Режим работы поршневого насоса

Высота подачи жидкости теоретически не ограничена и может достигать любого значения при достаточной мощности двигателя и соответствующей прочности деталей насоса. Теоретическая характеристика насоса, т. е. зависимость между теоретической подачей Q_T и теоретическим напором H_T , изобразится прямой 1 (рис. 83). Из-за утечки жидкости через зазоры между поршнем и цилиндром, в клапанах и сальниках насоса, пропорциональной напору, действительная подача насоса будет меньше теоретической и действительная характеристика насоса изобразится линией 2.

Если в координатные оси внести в таком же масштабе, что и характеристика насоса 2, характеристику трубопровода 3, то режим работы насоса изобразится точкой I. При этом режиме работы подача равна Q_1 и манометрический напор $H_{м1}$. Если уменьшить диаметр трубопровода или увеличить сопротивление в нем, то новая характеристика 4 трубопровода станет круче кривой 3, режим работы изобразится точкой II, причем подача насоса Q_2 останется практически равной Q_1 , т. е. $Q_1 = Q_2 = Q$, а манометрический напор увеличится и станет равным $H_{м2}$. При увеличении диаметра трубопровода или уменьшении сопротивления в нем характеристика трубопровода станет положе кривой 3, подача насоса останется прежней, а манометрический напор уменьшится.

Эксплуатационные отличия поршневого насоса от центробежного заключаются в следующем:

1) подача поршневого насоса практически не зависит от характеристики трубопровода, в то время как при центробежном насосе такая зависимость имеет место;

2) с уменьшением диаметра трубопровода или увеличением сопро-

тивления в трубопроводе потребляемая поршневым насосом мощность возрастает, а при центробежном насосе — уменьшается;

3) изменение скорости вращения вала поршневого насоса вызывает прямо пропорциональное изменение подачи без изменения напора, а в центробежном насосе в этом случае происходит изменение напора, и при определенном снижении скорости вращения вала может вообще прекратиться подача жидкости в трубопровод;

4) пуск поршневого насоса производится при открытой задвижке на нагнетательном трубопроводе, а центробежного — при закрытой задвижке;

5) подача жидкости поршневым насосом неравномерная, а центробежным — равномерная.

При неравномерной подаче жидкости насосом возникают гидравлические удары в насосе и трубопроводе, увеличивается затрата энергии насосом, высота всасывания уменьшается. Подача поршневого насоса за время одного хода поршня зависит от закона изменения скорости поршня за то же время. Так как скорость поршня зависит от синуса угла поворота кривошипа, то мгновенная подача одноцилиндрового насоса будет максимальной, когда поршень будет находиться посередине цилиндра, и равна нулю — когда поршень будет у крышек цилиндра.

Равномерность подачи зависит от числа цилиндров насоса, правильного сочетания их и смещения поршней относительно друг друга в цилиндрах.

Для увеличения равномерности подачи поршневых насосов на всасывающей и нагнетательной сторонах насоса устанавливают воздушные колпаки (рис. 84). Перед пуском насоса в ход всасывающий трубопровод 1 и всасывающий колпак 2 заполняют водой до уровня крана 3. Цилиндр 4 насоса заполняется водой и насос пускается в ход.

При всасывающем ходе поршня вода всасывается как по трубопроводу 1, так и из колпака 2, в связи с чем давление воздуха в колпаке 2 падает, а в трубопроводе 1 происходит движение воды и при нагнетательном ходе поршня до момента поднятия ее до уровня крана 3.

При нагнетательном ходе поршня вода движется по нагнетательному трубопроводу 5 и частично заполняет нагнетательный воздушный колпак 6 до известного уровня, причем в колпаке 6 воздух сжимается до определенного давления. Поэтому при всасывающем ходе поршня движение воды в нагнетательном трубопроводе не прекращается, а происходит под давлением сжатого в колпаке 6 воздуха.

Клапаны поршневых насосов бывают тарельчатые и кольцевые (рис. 85).

Тарельчатый клапан имеет диск 1 (рис. 85, а), поднимающийся напором жидкости и опускающийся на седло 2 собственным весом

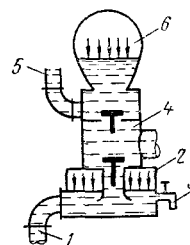


Рис. 84. Всасывающий и нагнетательный воздушные колпаки насоса

и давлением пружины 3, когда напор уменьшается. Кольцевой клапан представляет собой кольцо 1 (рис. 85, б), находящееся над кольцевой щелью 2 в седле 3 клапана. Тарельчатый клапан имеет диаметр до 50 мм, кольцевой — до 140 мм.

Преимущества и недостатки центробежных и поршневых насосов:

1) по сравнению с поршневыми насосами центробежные насосы благодаря вращательному движению рабочего органа имеют равномерное движение воды в трубопроводе, большую высоту всасывания и большую быстроходность, меньшие габариты (в 2—5 раз) и вес (в 2—10 раз), непосредственное соединение валов насоса и быстроходного двигателя, тогда как при поршневом насосе надо применить тихоходный двигатель или передачу;

2) отсутствие клапанов в центробежном насосе и наличие их в поршневом насосе;

3) простота регулирования подачи центробежного насоса с помощью задвижки на нагнетательном трубопроводе и необходимость изменения для этого скорости вращения вала поршневого насоса;

4) к. п. д. поршневого насоса на 10—12% выше к. п. д. центробежного насоса;

5) возможность самовсасывания поршневым насосом, т. е. всасывания жидкости без предварительной заливки корпуса насоса и всасывающего трубопровода жидкостью.

Сравнение центробежных и поршневых насосов применительно к шахтным условиям говорит в пользу центробежных насосов, которые имеют на шахтах исключительное применение.

При проходке уклонов приток воды почти не меняется, а высота подачи непрерывно увеличивается. Здесь целесообразно применить насосы, подача которых не зависит от напора, что характерно для поршневых насосов. В то же время применение громоздких и тяжелых поршневых насосов может отрицательно сказаться на скорости прохождения выработок. Поэтому на шахтах нашли применение винтовые насосы, характеристика которых приближается к характеристике поршневых насосов.

По принципу действия винтовой насос аналогичен поршневому. Основными частями винтового насоса 1В являются стальная обойма 1 (рис. 86), резиновый статор 2, стальной ротор 3 и карданный вал 4. В статоре, представляющем собой двухзаходную спираль, совершает планетарное движение ротор, изготовленный в виде однозаходной спирали с шагом, вдвое меньшим шага спирали статора. При движении ротора возникает поступательное перемещающееся покое пространство (рис. 87). Благодаря этому с одной стороны статора образуется разрежение и происходит всасывание воды по патрубку 5 (см. рис. 86), а через патрубок 6 — нагнетание воды в трубопровод.

По принципу действия винтовой насос аналогичен поршневому. Основными частями винтового насоса 1В являются стальная обойма 1 (рис. 86), резиновый статор 2, стальной ротор 3 и карданный вал 4. В статоре, представляющем собой двухзаходную спираль, совершает планетарное движение ротор, изготовленный в виде однозаходной спирали с шагом, вдвое меньшим шага спирали статора. При движении ротора возникает поступательное перемещающееся покое пространство (рис. 87). Благодаря этому с одной стороны статора образуется разрежение и происходит всасывание воды по патрубку 5 (см. рис. 86), а через патрубок 6 — нагнетание воды в трубопровод.

По принципу действия винтовой насос аналогичен поршневому. Основными частями винтового насоса 1В являются стальная обойма 1 (рис. 86), резиновый статор 2, стальной ротор 3 и карданный вал 4. В статоре, представляющем собой двухзаходную спираль, совершает планетарное движение ротор, изготовленный в виде однозаходной спирали с шагом, вдвое меньшим шага спирали статора. При движении ротора возникает поступательное перемещающееся покое пространство (рис. 87). Благодаря этому с одной стороны статора образуется разрежение и происходит всасывание воды по патрубку 5 (см. рис. 86), а через патрубок 6 — нагнетание воды в трубопровод.

Карданный вал 4 соединяется с помощью приводного вала 7 и упругой муфты с валом двигателя. Вал 4 снабжен двумя шаровыми шарнирами 8, соединенными посредством пальцев 9 с ведущей 10 и ведомой 11 муфтами. Шарнир карданного вала в патрубке 6 защищен от песка и грязи резиновым сильфоном 12. Уплотнение вала производится с помощью сальника, состоящего из буксы 13, хлопчатобумажной набивки 14 и стального кольца 15, через которое из масленки подается в сальниковую набивку масло. Вал 7 располагается в двух радиально-упорных шарикоподшипниках 16, находящихся в гнездах станины опорной части 17. Осевые усилия, возникающие при работе насоса, передаются на подшипники 16 через пальцевое соединение, карданный и приводной валы.

Благодаря резиновому статору насос может перекачивать загрязненную воду. Если между ротором и статором попадают твердые частицы, статор упруго деформируется без повреждений, а частицы смываются и уносятся водой.

Вода в перемещающемся пространстве является смазкой между ротором и статором. Без воды в этом пространстве нельзя пускать насос, так как статор выйдет из строя. Для заливки всасывающая и нагнетательная стороны соединены перепускной трубкой с вентилем. Кроме того, благодаря повернутому вверх отверстию всасывающего патрубка в корпусе при остановке насоса остается некоторое количество воды.

Винтовые насосы 1В6/5, 1В20/5 и 1В20/10 имеют подачу соответственно 6, 20 и 20 м³/ч при напоре 50, 50 и 100 м вод. ст. Мощность двигателей 2,8; 4,5 и 8,0 квт при скорости вращения 1450 об/мин.

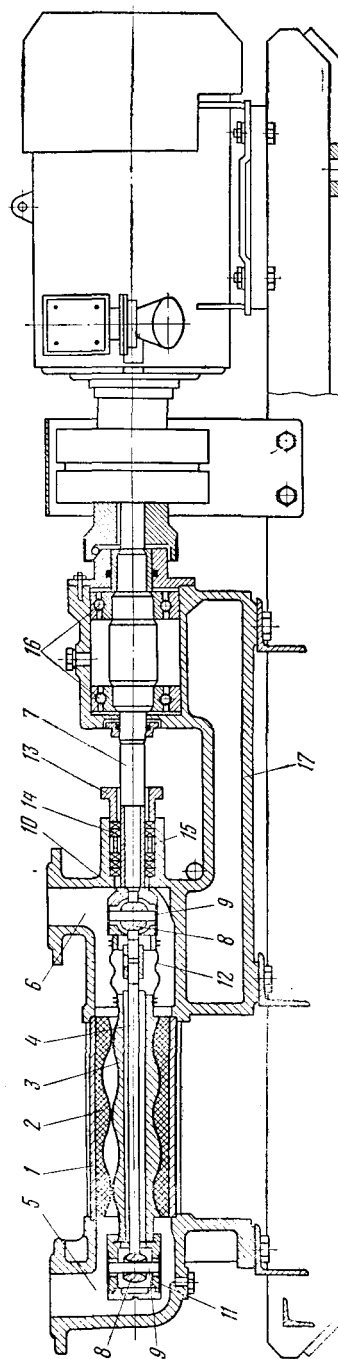


Рис. 86. Разрез винтового насоса 1В

Теоретическая характеристика винтовых насосов такая же, как поршневых — прямая, параллельная оси напора. Из-за утечек воды через зазоры, пропорциональных напору, подача насоса при увеличении напора будет уменьшаться, причем несколько больше, чем в поршневом насосе.

Подача винтового насоса

$$Q = 60\alpha_0 4e l_{\text{ш}} D n, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (90)$$

где $\alpha_0 = 0,65 \div 0,7$ — объемный коэффициент насоса;

e — эксцентриситет, т. е. расстояние между центром поперечного сечения ротора (винта) и его оси, м;

$l_{\text{ш}}$ — удвоенный шаг ротора или шаг обоймы, м;

D — диаметр сечения ротора, м;

n — скорость вращения ротора, об/мин.

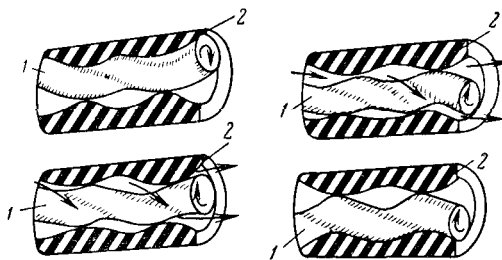


Рис. 87. Положения ротора за пологорота в статоре насоса:

1 — ротор; 2 — статор

Винтовые насосы имеют следующие преимущества: 1) высота всасывания может достигать 6 м, причем возможно самовсасывание; 2) нет клапанов, зубчатой передачи, смазочных устройств; 3) можно перекачивать загрязненную воду; 4) малые габариты и вес; 5) простота обслуживания и ремонта.

§ 3. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ НА ОБЩИЙ ТРУБОПРОВОД

В практике возможны случаи совместной работы насосов на общий трубопровод, соединенных последовательно или параллельно.

При последовательном соединении насосов, необходимом для увеличения напора установки, один насос всасывает воду из водосборного колодца и нагнетает ее к всасывающей стороне второго насоса, который подает воду в нагнетательный трубопровод.

При параллельном соединении насосов, необходимом для увеличения подачи установки при той же геодезической высоте, что и для одного насоса, каждый из насосов всасывает воду из водосборного резервуара и подает ее в общий трубопровод.

При последовательном соединении центробежных насосов режим работы определяется точкой пересечения суммарной характеристики насосов с характеристикой трубопровода. Суммарная характеристика получается суммированием ординат характеристик каждого насоса.

При совместной работе последовательно соединенных насосов с одинаковыми характеристиками и при неизменяющейся характеристике трубопровода произойдет увеличение напора и подачи по сравнению с теми же показателями самостоятельно работающих насосов.

При различных характеристиках насосов возможны такие режимы работы (см. рис. 49), когда напор и подача совместно работающих насосов меньше тех же показателей самостоятельно работающего большего насоса. Это объясняется тем, что меньший насос при неправильном подборе его становится дополнительным сопротивлением для большего насоса. Аналогично вентиляторам при данном анализе должна быть учтена характеристика насоса не только в *I*, но и в *IV* квадранте. В таком случае точка пересечения суммарной характеристики насосов с характеристикой большего насоса делит первую характеристику на области допустимой и недопустимой работы (см. рис. 49). На рис. 47 и 49 характеристики трубопровода показаны без геодезической высоты подачи; при работе шахтных насосов такая высота имеет место и должна быть учтена в характеристике трубопровода.

В практике возможно такое последовательное соединение насосов *I* и *II*, когда соединительный трубопровод *III* имеет большую длину в связи со значительным расстоянием между насосами (рис. 88). В этом случае, аналогично анализу работы совместно работающих вентиляторов, характеристика *1* насоса *I* (при одинаковых насосах характеристика *2* насоса *II*, как показано на рис. 88, накладывается на характеристику *1*) должна быть приведена к пункту *B*, для чего из ординат характеристики *1* должны быть вычтены ординаты характеристики *3* трубопровода *III* (приведенная характеристика насоса *I* изобразится линией *7*). В данном случае насосы расположены на одном уровне и потому характеристика *3* не имеет геодезической высоты.

Суммарная характеристика *5* последовательно соединенных насосов получается суммированием ординат характеристик *2* и *7*, а режим работы — точкой *6* пересечения характеристик *5* и *4* трубопровода *IV*. Точка *6* указывает, что при такой работе подача последовательно соединенных насосов меньше подачи при режиме *8*, когда оба

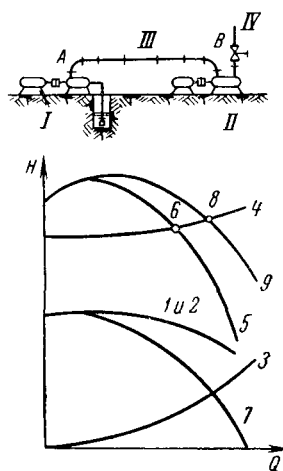


Рис. 88. Работа последовательно соединенных насосов, расположенных на большом расстоянии друг от друга

насоса были бы расположены в одном пункте и имели бы суммарную характеристику 9.

При последовательном соединении насосов, расположенных на различных горизонтах (рис. 89), необходимым условием нормальной работы насосов верхнего горизонта является неравенство $Q_1 > Q_2$.

Если рассматривать насосы как независимые друг от друга, то режим работы нижнего насоса I определится пересечением его характеристики 1 с характеристикой 2 трубопровода III, а верхнего насоса II — пересечением его характеристики 3 и характеристики 4 трубопровода IV. Приняв за начало отсчета пункт В (геодезическая

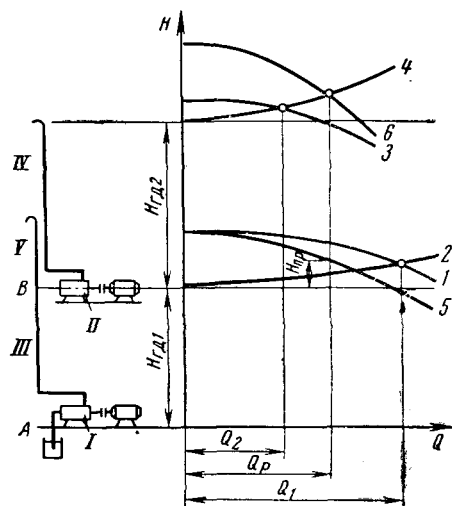


Рис. 89. Работа последовательно соединенных насосов, расположенных на различных горизонтах

высота $H_{гд1}$, вычитанием ординат характеристики 2 из соответствующих ординат характеристики 1 получаем приведенную характеристику 5 нижнего насоса к пункту В. Сложением ординат характеристик 5 и 3 получаем суммарную характеристику 6 насосов I и II. Режим работы установки находится по точке пересечения характеристик 4 и 6, причем $Q_2 < Q_p < Q_1$, а величина подпора верхнего насоса равна $H_{пр}$.

Для обеспечения нормальной работы насосов величина подпора $H_{пр}$ должна быть равна величине напора одного рабочего колеса [6].

Для устранения опасности разрушения арматуры нижнего

насоса при выходе из строя обратного клапана верхнего насоса предусмотрена труба V, причем сумма высот по вертикали трубопровода III и V должна быть больше максимального напора нижнего насоса I.

При параллельном соединении центробежных насосов суммарная характеристика их получается суммированием абсцисс характеристик каждого насоса, а режим работы — точкой пересечения суммарной характеристики с характеристикой трубопровода, причем подача параллельно соединенных насосов будет всегда меньше суммы подачи этих же насосов при их самостоятельной работе на один и тот же трубопровод. Для устранения этого при постоянном (не периодическом, который вызывается, например, временным усилением притока) параллельном соединении насосов необходимо при совместной работе их устанавливать трубопровод большего диаметра, чем для самостоятельно работающих насосов.

При параллельном соединении двух одинаковых насосов, расположенных в одном пункте, аналогично вентиляторам, подача и напор будут больше этих же показателей каждого самостоятельно работающего насоса. Если насосы не одинаковы или одинаковы, но расположены на различном расстоянии от общего нагнетательного трубопровода, то возможна работа одного из насосов с отрицательной подачей, т. е. будет уменьшаться подача воды по нагнетательному трубопроводу другим насосом по сравнению с его подачей при самостоятельной работе (см. рис. 47). В этом случае точка пересечения суммарной характеристики с характеристикой большего насоса делит первую характеристику на области допустимой и недопустимой работы. Как и для вентиляторов, при данном анализе должна быть учтена характеристика насоса не только в *I*, но и во *II* квадранте, т. е. при отрицательных подачах, но положительных напорах. Во избежание отрицательной подачи одного из насосов при их параллельном соединении допустимо включать насосы только на такой трубопровод, при котором напор в рабочем режиме будет меньше напора при нулевой подаче (закрыта задвижка) каждого насоса в отдельности.

В практике возможно такое параллельное соединение насосов *I* и *II*, когда они расположены на большом расстоянии от общего нагнетательного трубопровода *IV* (рис. 90). В этом случае аналогично анализу работы фланговых вентиляторов характеристики насосов должны быть приведены к пункту *B*, причем приведению подлежит только характеристика насоса *I*, так как насос *II* расположен в пункте *B*. В данном случае имеются в виду одинаковые насосы, поэтому их характеристики *1* и *2* на рис. 90 накладываются друг на друга. Для получения приведенной характеристики *7* необходимо из ординат характеристики *1* вычесть ординаты характеристики *3* трубопровода *III*. Суммарная характеристика *5* параллельно соединенных насосов получается суммированием абсцисс характеристики *2* насоса *II* и приведенной характеристики *7*, а режим работы — точкой *6* пересечения характеристики *5* и характеристики *4* трубопровода *IV*. В этом случае подача параллельно соединенных насосов будет меньше подачи этих же параллельно соединенных насосов, но установленных в пункте *B*, т. е. при режиме *8*, когда суммарная характеристика насосов изобразилась бы кривой *9*. Подача параллельно соединенных поршневых насосов равна сумме подачи

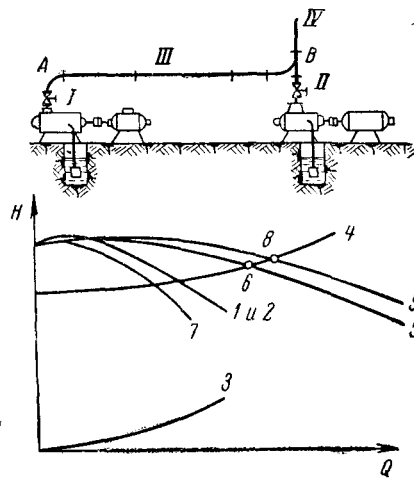


Рис. 90. Работа параллельно соединенных насосов, расположенных на большом расстоянии друг от друга

насосов при их раздельной работе, а манометрический напор больше манометрического напора каждого раздельно работающего насоса.

§ 4. ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

При эксплуатации и испытании насосов необходимо измерять напор (давление), подачу, скорость вращения вала, мощность.

Давление измеряется вакуумметром во всасывающем трубопроводе и манометром в нагнетательном трубопроводе. В вакуумметре (рис. 91, а) внутреннее пространство корпуса 1 прибора герметически разделено волнистой медной пластинкой 2, к которой припаяна

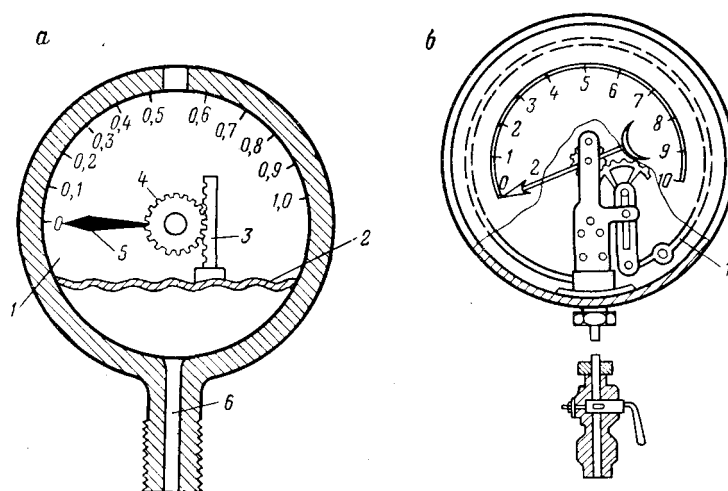


Рис. 91. Вакуумметр (а) и манометр (б)

зубчатая стойка 3, связанная через зубчатое колесо 4 со стрелкой 5. Если трубку 6 соединить с всасывающим трубопроводом, то пластинка выгнется вниз под действием разности $p_a - p_n$ и давления p_a атмосферного воздуха, действующего сверху пластинки, и измеряемого давления p_n , действующего снизу ее. Стрелка покажет на шкале разность $p_a - p_n$, поэтому для получения измеряемого давления необходимо из величины давления атмосферного воздуха вычесть показание вакуумметра. Шкала вакуумметра градуируется в мм ртутного столба или в долях технической атмосферы.

В манометре (рис. 91, б) имеется упругая латунная трубка 1 овального сечения. Один конец трубки запаян и соединен с помощью рычагов и зубчатых колес со стрелкой 2. Другой конец трубки открыт и включается в нагнетательную трубу. Трубка 1 под действием разности давлений $p_n - p_a$ будет выпрямляться при увеличении давления и закручиваться при уменьшении этого давления, причем запаянный конец трубки будет перемещаться, и стрелка на шкале

манометра покажет избыточное (манометрическое) давление $p_m = p_n - p_a$. Для получения абсолютного давления необходимо к манометрическому прибавить давление атмосферного воздуха. На шкалах манометров давления нанесены в кгс/см² (в технических атмосферах).

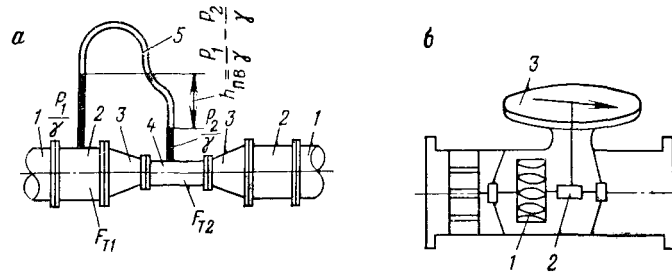


Рис. 92. Водомеры:
а — гидравлический; б — механический

Измерение подачи насоса производится с помощью водомеров гидравлических и механических, а также расходомеров (дифманометров) с использованием дроссельных устройств (диафрагм, сопел). Измерения с применением гидравлических водомеров, диафрагм и сопел основаны на замере перепада давления жидкости. В механических водомерах использован принцип замера скорости течения воды в трубопроводе с помощью лопастной вертушки (аналогия с анемометром), связанной со стрелкой, указывающей на шкале водомера количество протекающей жидкости.

Гидравлический водомер, (рис. 92, а) вставляемый в разрез трубопровода 1 и состоит из двух отрезков труб 2 сечением в свету $F_{т1}$, двух конических переходов 3, цилиндрической вставки 4 сечением в свету $F_{т2}$ и пьезометрической трубки 5, измеряющей

пьезометрические высоты $\frac{p}{\gamma}$, т. е. давление воды в трубе 2 и вставке 4. Вместо пьезометрических трубок могут быть применены другие приборы для измерения давления.

Количество протекающей воды (м³/сек) определяется на основании уравнения Бернулли и закона неразрывности струи жидкости

$$Q = k_{в.м} \sqrt{h_{п.в.}}, \quad (91)$$

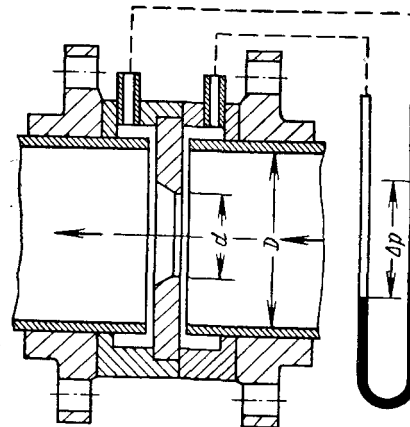


Рис. 93. Измерение подачи насоса при помощи диафрагмы и дифманометра

где $k_{в.м}$ — постоянная водомера,

$$k_{в.м} = \frac{F_{т2}}{\sqrt{\frac{1}{2g} \left(1 - \frac{F_{т2}^2}{F_{т1}^2}\right)}}; \quad (92)$$

$h_{п.в}$ — разность пьезометрических высот, м.

Шкалу пьезометрической трубки на основании выражения (91) можно градуировать непосредственно в единицах количества протекающей воды.

Механический водомер (рис. 92, б) состоит из вертушки 1 с винтовыми лопатками, связанной через червячную передачу 2 со счетным механизмом 3. Скорость вертушки пропорциональна скорости воды в трубопроводе и обратно пропорциональна шагу винтовых лопаток.

Диафрагма (рис. 93) представляет собой тонкий диск с отверстием, имеющим острую прямоугольную кромку со стороны входа жидкости. Диафрагма на нагнетательном трубопроводе устанавливается таким образом, чтобы прямолинейный участок движения потока до диафрагмы был не менее 15—20 диаметров трубопровода, а после нее — не менее 5 диаметров.

Подача насоса, измеряемая при помощи дроссельных приборов (диафрагмы и сопла), определяется по формуле

$$Q = \alpha F_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}, \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (93)$$

где α — коэффициент расхода сужающего устройства, принимается по таблицам в зависимости от d/D ;

$F_0 = \frac{\pi D^2}{4}$ — площадь отверстия сужающего устройства, м²;

γ — удельный вес жидкости, кгс/м³;

Δp — перепад давления в сужающем устройстве, измеренный дифманометром, кгс/м².

Г л а в а VIII

ЭРЛИФТЫ И ГИДРОЭЛЕВАТОРЫ

Э р л и ф т (воздушный подъемник) представляет собой устройство, в котором для транспортирования воды используется пневматическая энергия. Сжатый воздух от компрессора 1 (рис. 94) по трубе 2 подается к форсунке 3, расположенной ниже уровня воды. При помощи отверстий форсунки воздух разбивается на отдельные пузырьки, которые устремляются вверх по подъемной трубе 4. Легкая водо-воздушная смесь в трубе 4 вытесняется столбом жидкости в резервуаре. При непрерывной подаче воздуха в форсунку происходит подача смеси вверх и поступление жидкости к форсунке по всасывающему трубопроводу 5. В воздухоотделителе 6 смесь выли-

вается из открытого конца подъемной трубы, а заключенный в смеси воздух выделяется в атмосферу.

Исходными данными для расчета эрлифта являются его подача Q ($\text{м}^3/\text{ч}$), геодезическая высота подачи $H_{гд}$ (м) и глубина погружения $H_{п.ф}$ (м) форсунки.

Глубина погружения форсунки и концентрация воздуха в смеси определяют высоту подачи эрлифта. Поэтому основные параметры эрлифта определяются величиной относительного погружения форсунки

$$a_{п.ф} = \frac{H_{п.ф}}{H_{гд} + H_{п.ф}} = \frac{H_{п.ф}}{H}. \quad (94)$$

Отсюда глубина погружения форсунки

$$H_{п.ф} = a_{п.ф} H. \quad (95)$$

В расчетах принимают $a_{п.ф} = 0,3 \div 0,8$.

Для нормальной работы эрлифта с учетом потерь давления в воздухоподающей трубе компрессор должен развить давление

$$P_k = (1,1 \div 1,2) \frac{H_{п.ф}}{10}, \text{ ат.} \quad (96)$$

Необходимое количество воздуха

$$V = \frac{\alpha Q}{60}, \text{ м}^3/\text{мин.} \quad (97)$$

Удельный расход воздуха α и диаметр подъемной трубы определяют по номограмме (рис. 95).

Экономичная скорость движения смеси в подъемной трубе не превышает 6—10 м/сек. Однако при движении смеси вверх скорость ее растет из-за расширения пузырьков воздуха, поэтому подъемная труба в верхней части имеет больший диаметр. Точка перехода от одного диаметра к другому определяется расчетами скорости по длине трубы.

К. п. д. эрлифта определяется как отношение идеальной работы, затраченной на подъем воды, к работе изотермического расширения воздуха в подъемной трубе

$$\eta_э = \frac{Q \gamma_v H_{гд}}{P_1 V \ln \frac{P_k}{P_1}} \eta_{из} \eta_m \eta_n \eta_d, \quad (98)$$

где γ_v — удельный вес воды;

P_1 — величина атмосферного давления;

$\eta_{из}$, η_m , η_n и η_d — соответственно изотермический и механический к. п. д. компрессора, к. п. д. передачи компрессора и к. п. д. его двигателя.

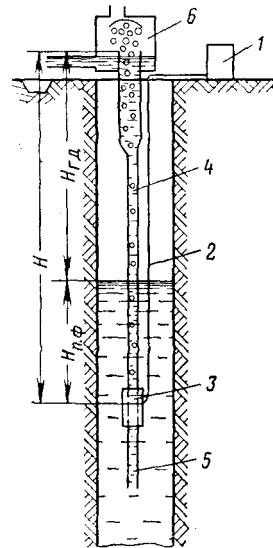


Рис. 94. Эрлифт

Достоинствами эрлифтов являются: простота устройства, малые габариты в плане, отсутствие движущихся деталей, расположение

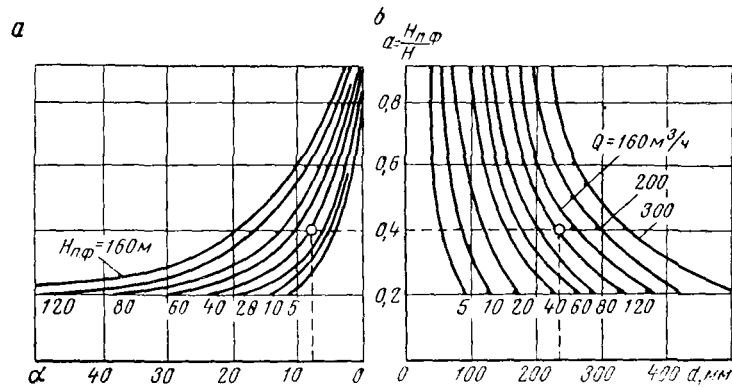


Рис. 95. Номограмма для расчета эрлифта:
а — кривые глубины погружения; б — кривые подачи

основного оборудования на поверхности, уменьшение протяженности выработок, относящихся к водоотливу, безопасность работы, надежность, уменьшение затрат труда при эксплуатации, саморегулирование с изменением глубины погружения при откачке воды, возможность откачивания неосветленной воды.

К недостаткам эрлифтов относятся низкий к. п. д. (0,2—0,4) и большая глубина погружения форсунки.

Эрлифты применяются для гидроподъема на гидрошахтах, а также для водоотлива.

При подъеме со значительных глубин эрлифтные установки выполняются ступенчатыми.

Практика эксплуатации и исследования [6] показывают, что, несмотря на низкий к. п. д. самого эрлифта, эрлифтные водоотливные установки при некоторых условиях экономичнее насосных установок, если их сравнивать по всем видам затрат на откачку воды.

Гидроэлеватор — водоструйный насос, в котором используется энергия рабочей воды, подаваемой стационарным насосом. Рабочая вода подается по трубопроводу 1 (рис. 96) и выходит с большой скоростью через насадку 2, при этом в приемной камере 3 создается разрежение. В зону разрежения по трубопроводу 4 всасывается

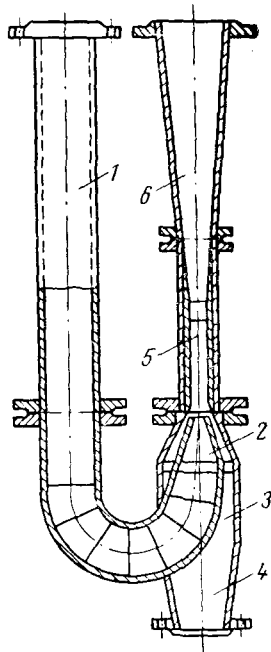


Рис. 96. Гидроэлеватор

Рис. 96. Гидроэлеватор

вается откачиваемая жидкость. Рабочая и откачиваемая жидкости смешиваются в горловине 5, затем поток попадает в диффузор 6, где кинетическая энергия частично преобразуется в давление. Из диффузора поток поступает в нагнетательный трубопровод.

Достоинствами гидроэлеватора являются: простота устройства, небольшие размеры в плане, отсутствие движущихся частей, возможность откачки пульпы, откачка насухо, минимальные затраты на обслуживание.

Недостатком гидроэлеватора является низкий к. п. д. (не более 0,4, а при откачке пульпы — не более 0,25).

В шахтной практике гидроэлеваторы применяются для чистки водосборников и колодца ствола. Рабочая вода при этом подается обычно из нагнетательного трубопровода главной водоотливной установки. Гидроэлеваторный способ чистки является более эффективным по сравнению с другими способами.

Г л а в а IX

ТРУБОПРОВОД НАСОСОВ

Для трубопровода насосов применяются стандартные стальные трубы (табл. 10), реже чугунные.

Стальные трубы изготовляют сварными с продольным швом или цельнотянутыми.

Трубы 1 при диаметре до 50 мм соединяются между собой муфтами 2 (рис. 97, а), а при больших диаметрах — фланцами.

При стальных трубах применяются подвижные фланцы 1 (рис. 97, б), упирающиеся в наварные борта труб 2 и стягиваемые болтами. Расстояние между болтами 120—150 мм, причем меньше четырех болтов на одном фланце не ставится. При напорах свыше 25 ат борта устраиваются с заточкой и выточкой, с прокладками 3 из резины или прорезиненного материала в выточках борта. При высоких напорах применяют прокладки из мягких металлов (свинцовые или из красной меди), иногда трубы соединяют электросваркой. При чугунных трубах фланцы 1 чаще всего отлиты заодно с трубой 2 (рис. 97, в). Между фланцами ставят прокладку 3.

В местах поворота трубопровода устанавливают колена, при ответвлениях — тройники и крестовины, при переходе с одного

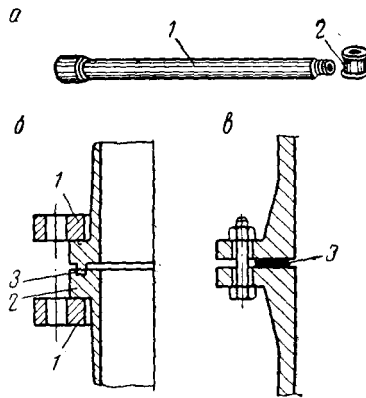


Рис. 97. Соединение труб:
а — муфтами; б — подвижными фланцами; в — неподвижными фланцами

Таблица 10

Стальные бесшовные горячекатаные трубы (ГОСТ 8731—66)

Наружный диаметр трубы, мм	Толщина стенки трубы, мм	Внутренний диаметр трубы, мм	Вес 1 м трубы, кгс	Допустимое рабочее давление в зависимости от материала трубы (марки стали), кгс/м ²			
				Ст. 2	Ст. 4	Ст. 5	Ст. 6
108	4	100	10,26	60	75	90	110
	5	98	12,70	75	95	115	140
	6	96	15,09	95	115	140	165
133	4	125	12,73	50	60	75	90
	5	123	15,78	65	75	90	110
	6	121	18,79	75	90	110	140
159	4	150	17,15	50	60	70	85
	5	149	18,99	55	65	80	95
	6	147	22,64	65	80	95	115
	7	145	26,24	75	90	110	130
203	6	191	29,14	55	65	80	95
	7	189	33,83	65	80	95	115
	8	187	38,47	75	95	110	135
	9	185	43,05	85	105	125	150
	10	183	47,50	95	120	145	170
219	6	207	31,52	45	55	70	80
	7	205	36,60	55	65	80	95
	8	203	41,63	60	75	90	110
	9	201	46,61	70	85	100	120
	10	199	51,54	75	90	110	130
245	7	231	41,09	50	60	70	85
	8	229	46,76	55	70	80	100
	9	227	52,38	60	75	90	110
	10	225	57,95	70	85	100	120
	11	223	63,48	85	110	130	155
273	7	259	45,92	45	55	65	75
	8	257	52,28	50	60	70	85
	9	255	58,60	55	70	80	90
	10	253	64,86	60	75	90	110
	11	251	71,07	65	85	100	120
325	8	309	62,54	40	50	60	75
	9	307	70,14	45	55	70	80
	10	305	77,68	50	65	75	90
	11	303	85,12	55	70	85	100
	12	301	92,63	60	75	90	110

диаметра на другой — конусные переходы (рис. 98), на всасывающем трубопроводе — сетку и приемный клапан, на нагнетательном трубопроводе — задвижку, обратный клапан и компенсаторы.

Всасывающая сетка 1 и приемный клапан 2 конструктивно объединены в одно целое (рис. 99, а). Для соединения со всасывающим

трубопроводом сетка имеет фланец 3. Приемный клапан может быть тарельчатым, шаровым, шарнирным. Отверстия в сетке должны быть круглыми, а не продольными щелевыми, так как через щелевые легко проходят посторонние тела. Суммарная площадь отверстий должна быть больше площади поперечного сечения всасывающего трубопровода.

Вентиль (рис. 99, б) состоит из клапана 1, шпинделя 2, крышки 3, сальника 4, гайки 5, маховичка 6 и фланцев 7 для соединения с трубами. Вращением маховичка достигается кроме вращения поступательное перемещение шпинделя 2, а следовательно, такое же перемещение клапана 1, что позволяет открывать или закрывать проход воде.

Задвижка (рис. 99, в) состоит из запорной части 1, нарезного шпинделя 2, соединенного с запорной частью, крышки 3, сальника 4, маховичка 5 и фланцев 6 для соединения с трубами. При вращении маховичка в определенном направлении шпиндель перемещается вверх, запорное устройство поднимается в крышку и открывается проход воде.

Обратный клапан (рис. 99, г) состоит из корпуса 1 с фланцем 2 для присоединения к трубам, крышки 3, прикрывающей смотровое окно, и шарнирного клапана 4.

При изменении температуры в стволе и значительной длине нагнетательного трубопровода в нем могут возникать большие температурные напряжения, для устранения которых применяются компенсаторы, обычно телескопического (сальникового) типа. Такой компенсатор (рис. 99, д) состоит из двух входящих одна в другую труб 1 и 2, сальниковой набивки 3 из просмоленной пеньки или кожи, удерживаемой буксой 4. Участки трубопровода присоединяются к торцовым частям компенсатора.

При применении кислотоупорных насосов (необходимых для перекачивания воды повышенной кислотности, содержащей свыше 50 мг свободной серной кислоты на 1 л воды) трубопроводы и их арматура должны быть изготовлены из кислотоупорного материала или же защищены изнутри и снаружи от разрушения. В таких случаях трубопровод и арматура изготавливаются из материалов, стойких к коррозии (хромоникелевая сталь, сплавы сталей с содержанием до 20% хрома, 25% никеля и 30% молибдена). Применяются также в этих условиях более дешевые трубопроводы и арматура из серого чугуна или углеродистой стали, футерованные изнутри свинцом,

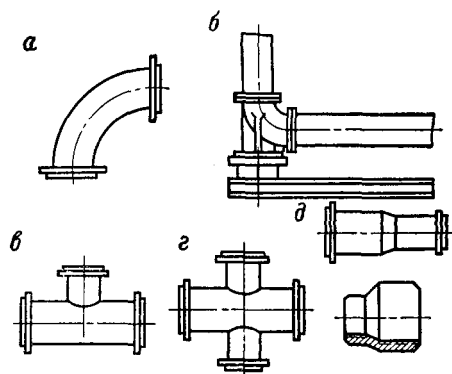


Рис. 98. Фасонные части трубопровода:
а — колено; б — опорное колено; в — тройник; г — крестовина; д — конусный переход

деревом (ель, пихта), цементом или гуммированные эбонитом. Иногда применяются пластмассовые покрытия. Толщина свинцовой футеровки 8—15 мм, деревянной — 25 мм, цементной — около 10—12 мм. Наружные поверхности труб покрываются антикоррозионной краской.

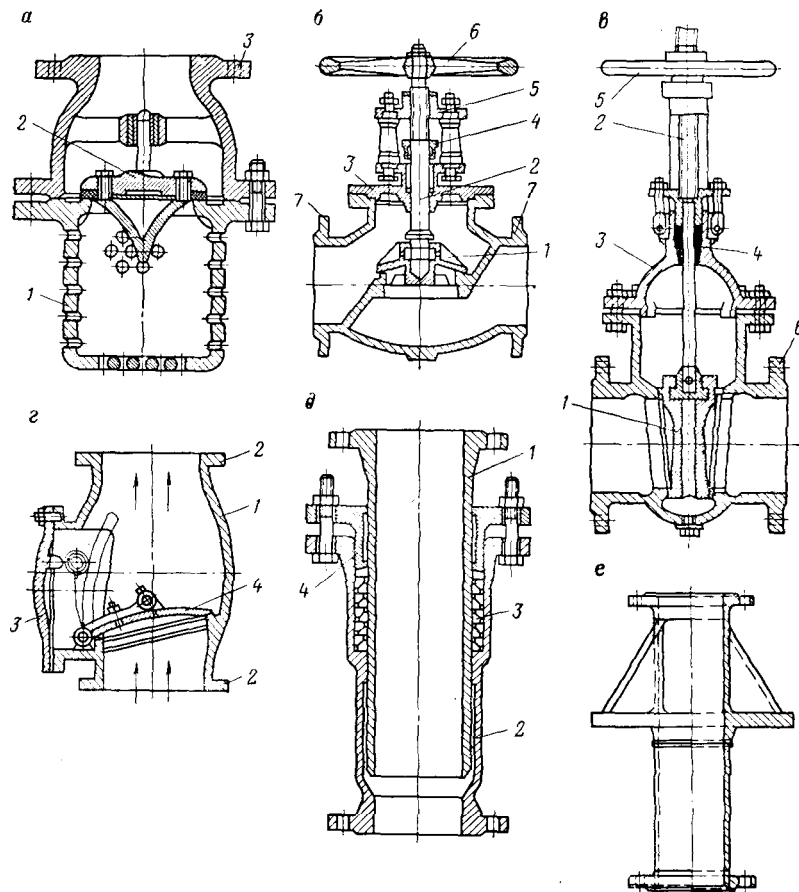


Рис. 99. Арматура трубопровода:
 а — всасывающая сетка; б — вентиль; в — задвижка; г — обратный клапан; д —
 компенсатор; е — опорная труба

В насосной камере трубопровод прокладывается по схеме (рис. 100), предусматривающей наличие в стволе двух трубных ставов 1 и 2 (рабочий и резервный) при трех насосах № 1, 2 и 3, каждый из которых присоединяется к своему патрубку 3 с обратным клапаном 4 и запорной задвижкой 5 и имеет свой всасывающий трубопровод 6. С помощью распределительных задвижек 7 насос может

быть соединен с любым ставом. По трубе 8 с задвижками 9 можно выпустить воду в водосборник из ставов 1 и 2 в случае их ремонта. Крепление труб к стенкам камеры производится на кронштейнах или на консольных балках, заделанных в стены камеры на высоте 1,8 м.

На шахтах с кислотной водой предусматриваются три става 1, 2 и 3 (рис. 101) и пять насосов, соединенных с патрубками 4, 5, 6, 7 и 8 трубопровода. Если число насосов установки более трех, то

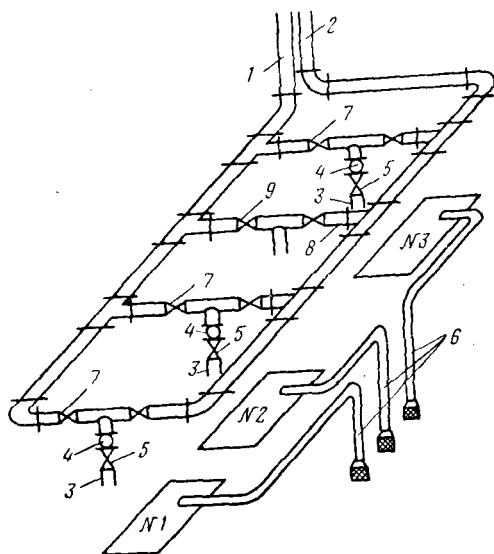


Рис. 100. Схема расположения трубопроводов в насосной камере при двух ставах в стволе

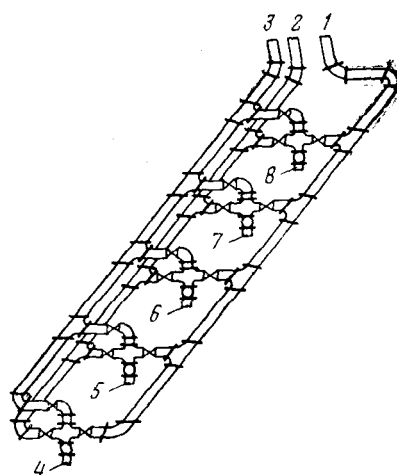


Рис. 101. Схема расположения трубопроводов в насосной камере при трех ставах в стволе

число ставов труб в стволе должно быть таким, чтобы при откачке нормального притока один став был резервным.

Из насосной камеры ставы выходят в наклонный соединительный ходок и далее в трубное отделение ствола шахты, оборудованное клетевым подъемом или лестничным отделением, и на поверхность.

При выходе трубопровода в ствол устанавливается опорное угловое колено, воспринимающее вес нижней части водоотливного става. В связи с температурными изменениями длины труб, а также для разгрузки трубопровода от собственного веса и веса воды нагнетательный трубопровод делится на участки длиной 150—250 м (рис. 102). Каждый участок в нижней своей части имеет опорную трубу (см. рис. 99, e), а в верхней — компенсатор. На остальном протяжении трубопровод поддерживается направляющими хомутами, не препятствующими продольному перемещению труб, но исключающими продольный их изгиб. Верхний компенсатор

устанавливается на 50 м ниже устья ствола. Толщина стенок труб каждого участка может быть различной в зависимости от увеличения давления по направлению от поверхности к околоствольному двору. Однако при любой глубине желательно иметь не более 2—3 типов труб по толщине стенок.

Расстояние между направляющими хомутами зависит от диаметра труб. При стальных трубах диаметром 100 мм это расстояние составляет 8 м, при 150 мм — 12 м, 200 мм — 15 м, 250 мм — 19,5 м, 300 мм — 22,5 м.

При глубине ствола до 200 м компенсаторы могут не применяться.

При прокладке трубопровода в наклонных выработках при углах падения более 30° предусматривается угловое колено на выходе трубопровода из камеры в наклонную выработку. Это колено закрепляется на бетонной тумбе или на балках, заделанных в крепление ствола. Для крепления труб применяются скобы и хомуты, компенсаторы не применяются. Трубопровод прокладывают на деревянных подкладках под каждой трубой, благодаря чему став предохраняется от соприкосновения с водой, стекающей по почве. Хомуты прикрепляются к креплению выработки, причем расстояние между ними составляет 8—15 м при угле падения до 45° и 6—10 м — при угле свыше 45°.

Иногда для прокладки нагнетательных трубопроводов используются специальные буровые скважины. Это может быть тогда, когда насосная установка по каким-либо соображениям оборудуется вдали от ствола сравнительно неглубокой шахты или когда в стволе невозможно обеспечить нормальную прокладку нагнетательного трубопровода и т. д.

Расчет трубопровода ведется: 1) для определения диаметра труб и потерь напора в них от гидравлических сопротивлений; 2) на механическую прочность.

Диаметр трубопровода определяют на основании зависимости

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v_{\tau}$$

Диаметр всасывающего и нагнетательного трубопроводов выбирают в зависимости от диаметра патрубков насоса (см. табл. 8).

Потери напора в трубопроводе определяют как сумму потерь напора на прямых участках, в фасонных частях и арматуре трубопровода.

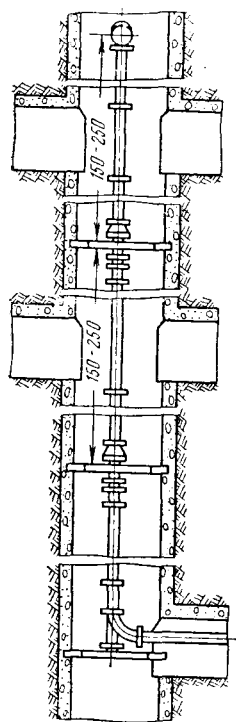


Рис. 102. Прокладка труб в вертикальных стволах шахт

от гидравлических

Потери напора от сопротивлений на прямом участке трубопровода определяют по формуле

$$h = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_T^3}{2g}, \quad (99)$$

где λ — коэффициент сопротивления, зависящий от шероховатости внутренней поверхности трубы и температуры воды; применительно к шахтным условиям можно принять $\lambda = 0,03$;

l — длина прямых участков трубопровода одинакового диаметра, м;

d — внутренний диаметр трубопровода, м;

v_T — скорость воды в трубопроводе, м/сек.

Потери напора от сопротивлений в круглом колене (рис. 103, а) выражаются формулой

$$h = \xi \frac{\alpha_k}{90} \cdot \frac{v_T^3}{2g}, \quad (100)$$

где α_k — угол загиба колена.

Значения коэффициента сопротивления ξ берутся по табл. 11.

Потери напора в приемном клапане и сетке $h_{к.с.}$, в задвижке h_3 , в обратном клапане $h_{о.к.}$, в тройнике h_T , в конусных переходах $h_{к.п.}$ определяются по формуле

$$h = \xi \frac{v_T^3}{2g}. \quad (101)$$

Таблица 11

Коэффициенты сопротивлений в фасонных частях и арматуре трубопровода

Колено	r/R ξ_k	0,3 0,158	0,4 0,206	0,5 0,294	0,6 0,440	0,7 0,661	0,8 1,097	0,9 1,408	1 1,978
Задвижка	x/d ξ_3	1/8 97,8	2/8 17,0	3/8 5,52	4/8 2,06	5/8 0,81	6/8 0,26	7/8 0,07	— —
Обратный клапан	$\alpha_{кл.}$, град $\xi_{о.к.}$	20 62	30 30	40 14	50 9,6	60 3,2	70 1,7	— —	— —
Конусный переход	$\alpha_{к.п.}$, град $\xi_{к.п.}$	До 7 0,2	10—15 0,5	20—30 0,6—0,7	45—55 0,8—0,9	— —	— —	— —	— —

Коэффициент сопротивления в приемном клапане и сетке принимается $\xi_{к.с.} = 2$, в тройнике $\xi_T = 2$. Значения коэффициента сопротивления в задвижке (рис. 103, б) ξ_3 принимаются по табл. 11, где приняты следующие обозначения: x — глубина, на которую опущена задвижка, d — диаметр трубопровода. Значения коэффициента сопротивления в обратном клапане (рис. 103, в) принимаются по табл. 11 в зависимости от угла $\alpha_{кл.}$ открытия клапана. Значения

коэффициента сопротивления в тройниках (рис. 103, *г*) и в конусных переходах трубопроводов (рис. 103, *д*) следующие: а) при переходе из трубы большего диаметра в трубу меньшего диаметра $\xi_{к.п} = 1$; б) при обратном переходе значения $\xi_{к.п}$ в зависимости от угла $\alpha_{к.п}$ принимаются по табл. 11.

Общие потери в трубопроводе выражаются формулой

$$H_{п} = \sum h. \quad (102)$$

Манометрический напор

$$H_{м} = H_{гд} + H_{п}, \quad (103)$$

где $H_{гд}$ — геодезическая высота подачи, м.

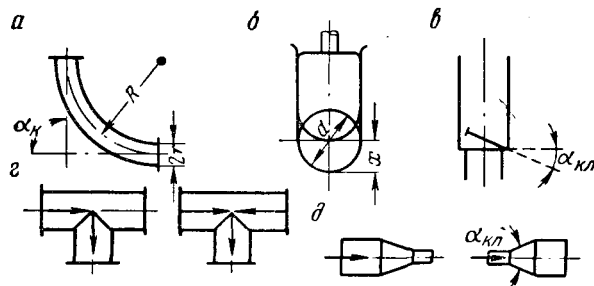


Рис. 103. Схемы фасонных частей и арматуры трубопровода: а — колено; б — задвижка; в — обратный клапан; г — тройники; д — конусные переходы

При ориентировочных расчетах $H_{п}$ можно принять равными 10—12% $H_{гд}$.

Окончательно принимаемое значение манометрического напора должно быть на 5—8% больше расчетного, так как при эксплуатации живое сечение трубы уменьшается за счет отложения осадков на ее внутренних стенках.

Трубы на прочность рассчитываются исходя из условия, что их стенки испытывают по нормали к своей поверхности давление жидкости, находящейся в трубе в равновесии или движущейся в ней равномерно. Толщина стенки в зависимости от допустимого рабочего давления и материала труб принимается по табл. 10.

Глава X

ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ НАСОСОВ

Для насосов применяются асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, так как установка синхронных двигателей затруднительна в подземных условиях. Благодаря применяемому в настоящее время двигателям с короткозамкнутым ротором (роторы с глубоким пазом, с двойной и тройной клеткой) значительно умень-

шена величина пускового тока (до трех-четырёхкратного по сравнению с номинальным).

Конструкция двигателей для шахтных насосов должна быть стойкой к действию сырости, попаданию воды и удовлетворять условиям безопасности в отношении взрыва рудничного газа и пыли.

Этим требованиям соответствуют взрывобезопасные электродвигатели «Украина», выпускаемые мощностью от 200 до 1600 квт. Для насосов 8МС-10 применяются также взрывозащищенные двигатели АЗП и АРП, продуваемые воздухом под избыточным давлением.

Мощность двигателя насоса определяется по формуле (39), причем принимают удельный вес γ_v чистой воды 1000 кгс/м^3 , шахтной загрязненной $\gamma_v = 1050 \text{ кгс/м}^3$. Значение манометрического напора H_m при проектировании новой установки находится по формулам, приведенным в гл. IX, а уже эксплуатируемой — по показанию вакуумметра и манометра. Значение к. п. д. насоса принимается по характеристикам насоса в соответствии с режимом работы. Затем по заводским данным выбирается ближайший, больший по мощности, двигатель.

Отношение фактической мощности двигателя к расчетной называется коэффициентом запаса мощности двигателя и обозначается k_d . Значение k_d , учитывающего ухудшение условий эксплуатации установки в связи с отложением осадков в трубопроводе, необходимость увеличения подачи насоса при внезапном увеличении притока воды по шахте и т. д., принимают: $k_d = 1,5$ для насосов с подачей $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$; $k_d = 1,3 \div 1,2$ при $Q = 25 \div 80 \text{ м}^3/\text{ч}$; $k_d = 1,15 \div 1,1$ при $Q = 80 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более.

Годовой расход энергии вычисляется по формуле

$$W_{\text{год}} = \frac{Q \gamma_v H_m}{102 \eta_d \eta_c} (n_{\text{ч.н}} n_{\text{с.н}} + n_{\text{ч.м}} n_{\text{с.м}}), \text{ квт} \cdot \text{ч}, \quad (104)$$

где η_d и η_c — к. п. д. соответственно двигателя ($\eta_d = 0,9 \div 0,95$) и электрической сети ($\eta_c = 0,95$);

$n_{\text{ч.н}}$ и $n_{\text{ч.м}}$ — число часов работы в сутки по откачке соответственно нормального и максимального притока;

$n_{\text{с.н}}$ и $n_{\text{с.м}}$ — число рабочих суток в году по откачке соответственно нормального и максимального притоков.

Расход энергии на 1 т полезного ископаемого при годовом значении добычи $A_{\text{год}}$ на 1 м^3 воды и на $1 \text{ тс} \cdot \text{км}$ воды:

$$W_t = \frac{W_{\text{год}}}{A_{\text{год}}}, \text{ квт} \cdot \text{ч/т}; \quad (105)$$

$$W_{\text{м}^3} = \frac{W_{\text{год}}}{A_v}, \text{ квт} \cdot \text{ч/м}^3; \quad (106)$$

$$W_{\text{т.км}} = \frac{1000 W_{\text{год}}}{A_v \gamma_v H_{\text{Гд}}}, \text{ квт} \cdot \text{ч/тс} \cdot \text{км}, \quad (107)$$

причем количество откачиваемой за год воды

$$A_{\text{в}} = Q_{\text{н. п}} \cdot 24n_{\text{с. н}} + Q_{\text{м. п}} \cdot 24n_{\text{с. м}}, \text{ м}^3, \quad (108)$$

где $Q_{\text{н. п}}$ и $Q_{\text{м. п}}$ — соответственно нормальный и максимальный приток, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Принципиальная схема подвода энергии к двигателям насосов аналогична схеме для вентиляторных двигателей (см. рис. 63).

По способу управления насосные установки бывают: с ручным управлением; с полуавтоматическим управлением, при котором вручную дается только импульс на пуск и остановку насосов на месте установки их или дистанционно; с автоматическим управлением, при котором пуск и остановка насосов производится автоматически в зависимости от уровня воды в водосборнике.

Исходя из условий работы насосных установок наиболее целесообразным является автоматическое управление с дистанционным контролем работы установки.

Автоматическое управление насосными установками заключается в автоматизации:

заливки насоса и всасывающего трубопровода водой и пуска двигателя при достижении водой в водосборнике заданного уровня;

пуска резервного насоса при повышении уровня воды в водосборнике до аварийного;

отключения двигателей при снижении уровня воды в водосборнике до заданного;

отключения неисправного насоса и включения резервного насоса; контроля за подачей, напором, нагревом подшипников.

В насосных установках с автоматическим управлением могут быть применены два способа пуска насосов: 1) при закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе (задвижка открывается после окончания разгона двигателя); 2) при открытой задвижке на нагнетательном трубопроводе.

Основными преимуществами первого способа являются плавное повышение скорости движения воды в нагнетательном трубопроводе, исключаящее возникновение гидравлического удара в трубопроводах высокого давления и большого диаметра, и небольшая продолжительность пуска.

Второй способ широко применяется в установках средней и малой производительности, причем движение воды в обратную сторону при остановке насоса предотвращается обратным клапаном. Преимуществами этого способа являются быстрый пуск агрегата в работу и сравнительная простота схемы автоматического управления.

При автоматизированных насосных установках наиболее сложным элементом в управлении является заливка перед пуском насоса и всасывающего трубопровода водой. Гидравлические схемы автоматических установок бывают: 1) с постоянным заполнением насоса водой, т. е. он всегда подготовлен к работе; 2) с заполнением насоса

и всасывающего трубопровода водой перед пуском; 3) насосы, работающие с подпором.

К установкам первой схемы относятся: вертикальные насосы, опущенные в водосборник с погружением первого рабочего колеса насоса в воду; насосы, расположенные ниже уровня воды в водосборнике; насосы с баковыми аккумуляторами (рис. 104, а). К установкам второй схемы относятся насосы с заливкой из нагнетательного

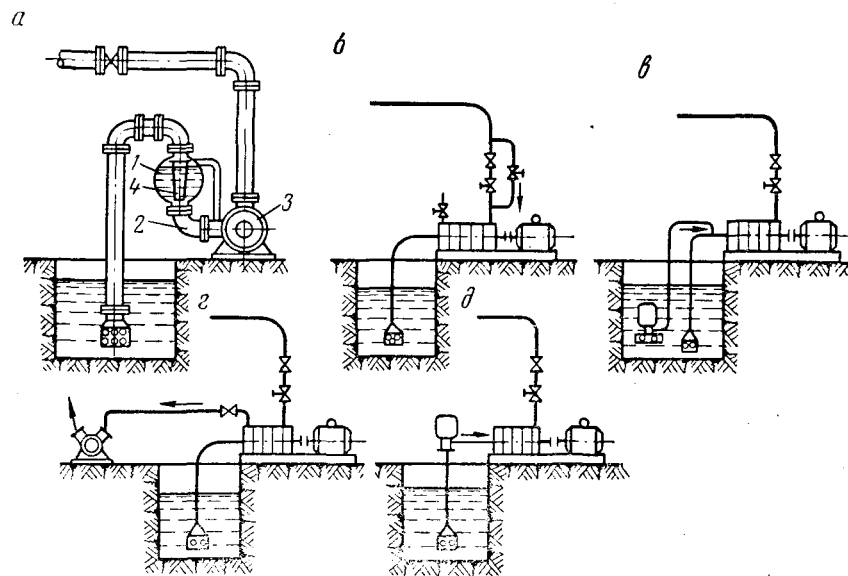


Рис. 104. Схемы заливки насосов при автоматизации управления: а — при помощи баковых аккумуляторов; б — из нагнетательного трубопровода; в — вспомогательными насосами; г — при помощи вакуум-насоса; д — с подпорным насосом

трубопровода (рис. 104, б), с помощью вспомогательного насоса (рис. 104, в), путем отсасывания воздуха из корпуса насоса вакуум-насосом (рис. 104, г).

Схемы автоматизации при вертикальных насосах и насосах, расположенных ниже водосборников, характеризуются простотой, но при этом в первом случае требуется замена горизонтальных насосов, имеющих наибольшее применение, вертикальными, а во втором случае необходимо переоборудование насосных камер с выполнением мероприятий, предупреждающих опасность затопления камеры. При заливке с применением баковых аккумуляторов (см. рис. 104, а) бак 1 вмонтирован во всасывающий трубопровод 2. В начале работы насоса 3 вода из бака всасывается через щель между эжектором 4 и кромками бака, а через эжектор выбирается воздух из всасывающей линии, поэтому в нагнетательный трубопровод выбрасывается

водовоздушная смесь. С ростом разрежения бак заполняется водой и устанавливается нормальный режим работы насоса.

При заливке насоса из нагнетательного трубопровода на случай выхода из строя управляемого вентиля необходимо во всасывающем трубопроводе иметь надежный герметичный приемный клапан, что практически трудно осуществить.

Вспомогательный насос для заливки главного может быть самовсасывающим ротационным, расположенным на одном уровне с главным; с баковым аккумулятором; постоянно погруженным в воду (имеет наибольшее применение).

Вакуум-насосы требуют полной герметизации, быстро изнашиваются и не особенно надежны в работе.

К насосам, работающим с подпором, относятся насосы 8МС-10. При этом используется бустерный насос, подающий воду во всасывающий главный насос (см. рис. 104, *д*). В качестве бустерного применяется одноступенчатый вертикальный насос ВП-340 с подачей 340 м³/ч при напоре 23 м.

Импульсы на пуск и остановку автоматизированной насосной установки даются реле уровня, которые, реагируя на уровень воды в водосборнике, включают и выключают установку, действуя на цепь управления магнитного пускателя или магнитной станции. Импульс с помощью электромагнитных аппаратов усиливается до величины, достаточной для включения пускателя двигателя насоса.

Из существующих реле уровня наибольшее применение имеют электродные.

Контроль заливки осуществляется поршневыми и мембранными реле, устанавливаемыми на всасывающей крышке насоса.

Для контроля подачи применяются флажковые реле, которые устанавливаются на горизонтальном участке всасывающего трубопровода.

Напор, развиваемый насосом, контролируется поршневыми и мембранными реле давления, а также электроконтактными манометрами.

Для непрерывного автоматического контроля за температурой насоса и двигателя нашли применение термодатчики.

Заводом «Красный металлист» для автоматизации водоотливных установок выпускаются: взрывобезопасная аппаратура водоотлива и унифицированная аппаратура водоотлива, предназначенные для низковольтных и высоковольтных установок при количестве насосных агрегатов до 9 (ВAB) и до 16 (УAB); аппаратура низковольтного водоотлива АВН-1м для управления тремя насосами; аппаратура АВО-3 для управления одиночным насосом. Для автоматизации проходческой установки с одним насосом применяется аппаратура АВ-5, для автоматизации подвесных проходческих насосов — аппаратура АВ-7.

Глава XI
НАСОСНЫЕ КАМЕРЫ
И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

§ 1. НАСОСНЫЕ КАМЕРЫ

На рис. 105, *a* показана примерная конфигурация околоствольного двора и расположение в его пределах насосной камеры. Камера 1 водоотливной установки закрепляется бетоном и соединяется с околоствольным двором 2 ходками 3, со стволом — ходком 4, пройденным на 10—15 м выше почвы околоствольного двора. К камере примыкают два крыла водосборника — резервуары для сбора

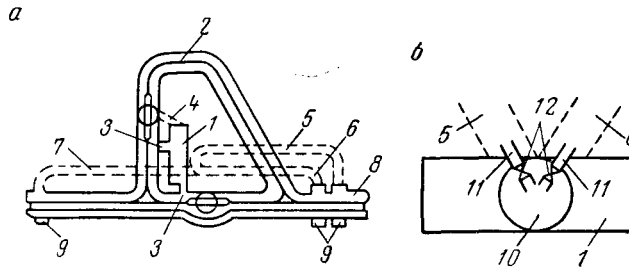


Рис. 105. Схема насосной камеры и водосборников (*a*) и сопряжения водосборников с всасывающим колодезем (*b*)

и осветления шахтной воды. Относительно камеры крылья водосборника имеют одностороннее (крылья 5 и 6) или двустороннее расположение (крылья 6 и 7). Крылья пройдены наклонно: при сопряжении с откаточной выработкой 8 уровни этих выработок совпадают, при сопряжении с камерой уровень их ниже на 5—6 м уровня почвы насосной камеры. В камерах 9 устанавливаются лебедки для чистки водосборника. Сопряжение крыльев водосборника с камерой 1 показано на рис. 105, *b*, где 10 — колодец для всасывающих трубопроводов насосов. Все резервуары отделены друг от друга бетонными стенками и могут сообщаться с трубами 11 при открытии задвижек 12 маховичками, выведенными на уровень почвы камеры. Задвижки позволяют закрыть доступ воды к насосам из крыльев водосборника, открыть доступ воды к всасывающему колодцу из одного, другого или обоих сразу крыльев водосборника.

На рис. 106 показано расположение оборудования в насосной камере. Общие для всех камер размеры указаны в миллиметрах, остальные размеры насосной камеры определяются в зависимости от размеров насосов. Для предохранения насосов от затопления почва насосной камеры должна быть выше отметки точки сопряжения квершлага или коренного штрека с околоствольным двором не менее чем на 0,5 м.

Разность уровней почвы камеры и почвы водосборников для надежного всасывания не должна превышать 5,5 м.

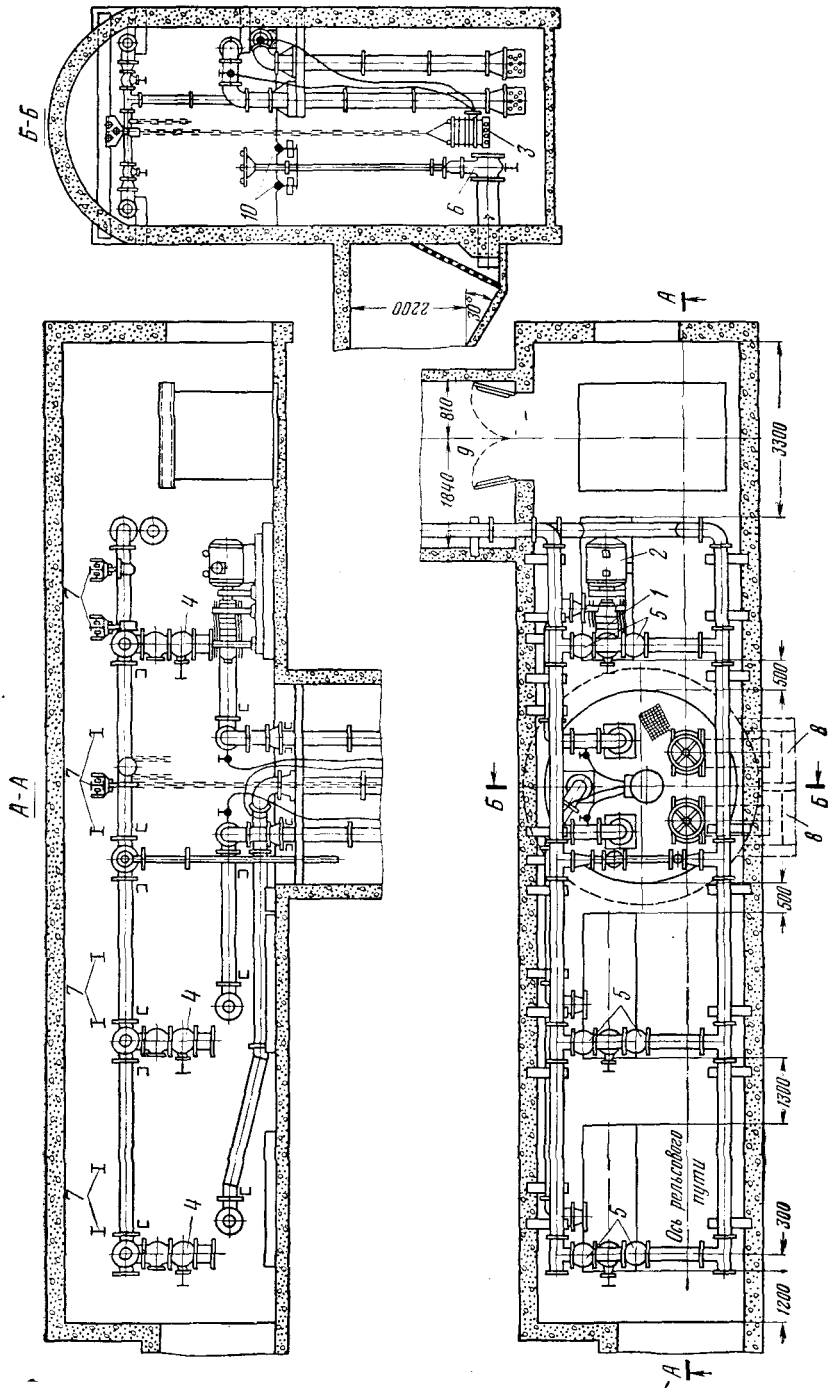


Рис. 106. Расположение оборудования в насосной камере:
 1 — насосы; 2 — двигатели; 3 — заливочный насос; 4 — заливочные насосы; 5 — распределительные задвижки; 6 — задвижки и колодцы; 7 — балки для подвески талей; 8 — крылья водоборника; 9 — трубный ходок; 10 — рельсовый путь для транспорта оборудования

Для предохранения камеры от затопления во всех входах в нее устанавливаются герметические двери; со стороны водосборников герметичность достигается задвижками *б* (см. рис. 106).

Водосборник главной водоотливной установки состоит не менее чем из двух самостоятельных выработок (крыльев) и его емкость соответствует не менее чем четырехчасовому нормальному притоку.

В водосборнике происходит осветление воды, так как вода течет с небольшой скоростью ($v_{от} = 2 \div 5$ мм/сек), при которой механические примеси оседают на дно. Продолжительность процесса отстаивания воды $t_{от} = 6 \div 12$ ч.

Длина водосборника

$$l_{вд} = v_{от} t_{от} \cdot 3600, \quad (109)$$

сечение водосборника

$$F_{вд} = b_{вд} h_{вд} = \frac{V_{вд}}{2l_{вд}} = \frac{V_{к}}{l_{вд}}, \quad (110)$$

где $b_{вд}$ и $h_{вд}$ — соответственно ширина водосборника и глубина воды в нем, равная 2,5—3,5 м;

$V_{к}$ — емкость одного крыла водосборника.

При установлении окончательного сечения $F_{вд}$ необходимо внести поправку на толщину слоя осадков. Обычно поперечное сечение водосборника соответствует сечению однопутевого штрека, а при емкости более 1500 м³ — двухпутевого.

Колодцы для всасывающих трубопроводов круглые, укреплены бетоном, причем стенка колодца должна находиться от фундамента насосной установки на расстоянии не менее 200 мм. Для осветления воды перед поступлением ее в насосы дно колодца должно находиться на 1—1,5 м ниже почвы водосборника.

В проектах новостроящихся и реконструируемых шахт водосборники предусматриваются с осветляющими резервуарами. Резервуар состоит из трех камер. Две камеры, непосредственно примыкающие к выработке околоствольного двора, параллельны друг другу и разделены бетонной перемычкой. Третья камера, примыкающая с одной стороны к двум первым камерам, а с другой — к водосборнику, отделена от выработок бетонными стенками, но соединена с ними перепускными трубами. Последовательное расположение первых двух камер с третьей обеспечивает две ступени осветления.

Первые две камеры используются попеременно: при чистке от шлама одной из них во второй происходит осветление воды. При чистке третьей камеры вода попадает из первых камер непосредственно в водосборник по переливной трубе. Осветляющий резервуар закрыт деревянным настилом, уложенным на металлические балки.

На шахтах иногда применяются погружные насосные камеры, расположенные на 10—15 м ниже дна водосборника. Так как вода поступает в насос под действием собственного веса, исключается заливка насоса перед пуском и упрощается автоматизация управления насосами. Однако при погружных камерах существует опасность их затопления (большая, чем в камерах первого типа).

На рис. 107 показана насосная камера, расположенная ниже водосборников.

Для проведения монтажных работ необходим проект размещения оборудования, фундамент, контур и конструкция которого определяются заводским чертежом, разбивается по чертежу размещения оборудования в камере.

Фундамент должен выступать на 200 мм в сторону от крайнего фундаментного болта по ширине и не менее 300 мм по длине. Глубина

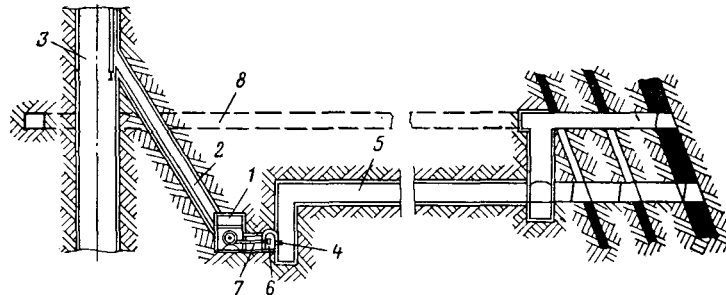


Рис. 107. Насосная камера, расположенная ниже водосборника:
1 — насосная камера; 2 — трубный ходок; 3 — ствол; 4 — перемычка с
вмонтированной запорной задвижкой; 5 — водосборник; 6 — коллектор; 7 —
соединительный колодец; 8 — рабочий горизонт

закладки фундамента в породе 0,8—1 м. Кроме того, фундамент должен выступать над отметкой пола насосной камеры на 150—300 мм.

§ 2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

Водоотливная установка находится в ведении главного механика шахты.

Работа насосов должна быть организована так, чтобы все насосы находились в работе, чередуясь в определенном порядке. График суточной работы насосов строится с учетом действия водоотлива в часы наименьшей нагрузки шахтной подстанции.

Установка обслуживается машинистами, прошедшими специальный курс обучения. В своей работе машинист руководствуется инструкцией, в которой указаны его обязанности (прием-сдача смены, пуск и остановка насосов, наблюдение за работой установки, чистка всасывающих сеток и т. д.).

На главных водоотливных установках должен вестись журнал учета работы насосов и сдачи смен.

В процессе эксплуатации водоотливной установки на внутренних стенках трубопровода откладываются твердые осадки, так как в воде содержатся примеси — кремнезем, глинозем, окислы железа.

Для очистки труб от осадков необходимо периодически спускать воду из става и промывать сверху струей нейтральной воды под давлением.

Очистка труб производится также с помощью пустотелых шаров-ежей или специальных снарядов, которые перемещаются в трубопроводе под действием движущейся воды и разрушают твердые осадки на стенках труб. Для чистки труб применяются также шарошки, подвешенные на канате, которые с помощью лебедки несколько раз перемещаются по трубопроводу, при этом опорное колено трубопровода должно быть снято.

На шахте один раз в год во время нормального притока и один раз в год во время усиленного притока производят замеры количества воды и ее химический анализ.

Приток воды по шахте можно измерить, определив скорость воды в канавке. При этом необходимо иметь прямую канавку постоянного поперечного сечения длиной 100—150 м. По времени движения поплавка в канавке определенной длины находят скорость движения воды. По пяти — восьми замерам необходимо определить среднее значение скорости $v_{\text{ср}}$. Количество протекающей воды получается умножением $v_{\text{ср}}$ на поперечное сечение F_v воды в канавке.

Приток, измеренный в тоннах и отнесенный к тонне добычи, называется коэффициентом водообильности шахты. В Донбассе он достигает 7, а в других бассейнах — 40. Гидрогеологию шахты характеризует также коэффициент удельной обводненности — среднечасовой приток, отнесенный к 1 км поддерживаемых выработок.

В шахтной воде могут быть растворены соли кальция и магния, которые осаждаются на внутренних частях насоса, вредно действуя на них, а также примеси соляной или серной кислоты, разрушающие чугунные и стальные детали установки.

Степень насыщения воды солями кальция и магния измеряется градусами, а кислотами — их процентным содержанием.

Под градусом жесткости понимают содержание 10 мг окиси кальция или 14 мг окиси магния в 1 л воды. Вода до 10° жесткости называется мягкой, а свыше — жесткой.

В связи с вредным действием жесткой и кислотной воды на элементы водоотливной установки необходимо: а) при жестких водах очищать детали насосов и трубопроводов, что практически весьма трудно, при кислых водах — изготавливать насосы из кислотоупорных материалов и футеровать этими же материалами трубопроводы, что удорожает стоимость установки; б) нейтрализовать воды.

Для очистки жесткой воды к ней перед поступлением в насос в известной пропорции, установленной анализом воды, добавляют известковое молоко. При этом осадок из воды выпадает в резервуаре, где происходит смешивание воды и известкового молока.

Вода, содержащая серную кислоту, может быть нейтрализована известью, известковым молоком или каустической содой.

П л а н о - п р е д у п р е д и т е л ь н ы й ремонт заключается в проведении операций текущего и капитального ремонтов.

Объем работ при ремонтах устанавливается по результатам осмотров, которые производятся ежедневно обслуживающим персоналом и не реже одного раза в неделю главным механиком. В «Книге

осмотра водоотливных установок» записываются обнаруженные дефекты и меры по их устранению.

Текущий ремонт включает: наружный осмотр, чистку и закрепление ослабевших частей; устранение мелких дефектов; перебивку всех сальников у насоса и задвижек; промывку керосином подшипников насосов; осмотр манометра, вакуумметра и соединительных трубок к ним; осмотр электрической, контрольно-измерительной аппаратуры и проверку правильности показаний всех измерительных

приборов; осмотр всех кранов (воздушных, спускных и т. д.) и притирку их; осмотр и ремонт болтов, резиновых прокладочных колец, соединительных муфт; разъединение двигателя и насоса; снятие крышек двигателя, вынимание ротора из статора и очистку их от пыли.

При капитальном ремонте к перечисленному для текущего ремонта добавляется: очистка от грязи рабочих колес, направляющих аппаратов, корпуса и вала насоса с промывкой водой; после сборки насоса — проверка правильности работы его в течение 2—4 ч.

На основании текущих ремонтов составляется список деталей, подлежащих замене при капитальном ремонте. При капитальном

ремонте к перечисленному для текущего ремонта добавляется замена износившихся рабочих колес, уплотнительных колец, разгрузочного диска, направляющих аппаратов вала, подшипников и т. д.

Чередование ремонтов и промежутки времени между текущим и капитальными ремонтами устанавливаются в соответствии с графиками планово-предупредительных ремонтов.

Текущий ремонт выполняются бригадой слесарей электромеханической службы шахты, а капитальный ремонт — ЦЭММ или рудоремонтными заводами.

При испытании водоотливной установки исследуют основные факторы: подачу насоса; высоту всасывания, нагнетания и манометрический напор; мощность на валу насоса; к. п. д.

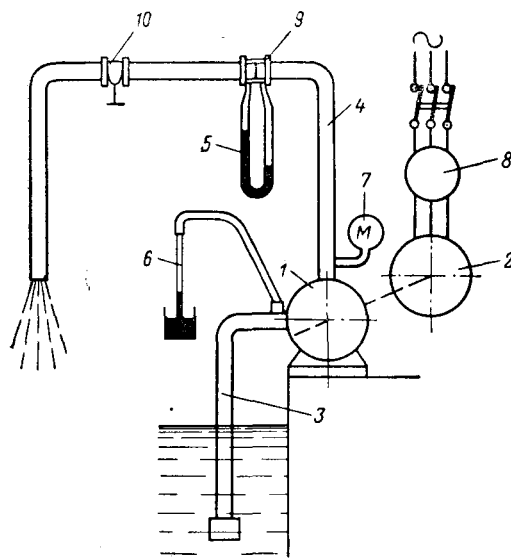


Рис. 108. Схема установки аппаратуры и приборов при испытании насосов:

1 — насос; 2 — электродвигатель; 3 — всасывающий трубопровод; 4 — нагнетательный трубопровод; 5 — дифманометр; 6 — вакуумметр; 7 — манометр; 8 — ваттметр; 9 — диафрагма; 10 — задвижка

насоса и всей установки; скорость вращения вала насоса; температуру подшипников; характеристику центробежного насоса.

Подача насоса может быть измерена при помощи дифманометра и сужающих устройств (см. гл. VII, § 4). На рис. 108 показана схема установки аппаратуры и приборов при испытании насосов.

Мощность на валу насоса определяется замером мощности $N_{з.д}$ на зажимах двигателя и с использованием данных о к. п. д. двигателя и к. п. д. передачи (если она применяется), т. е. согласно формуле (76).

К. п. д. насоса находится как отношение идеальной мощности насоса к действительной мощности на его валу.

К. п. д. насосной установки равен

$$\eta_y = \eta \eta_d \eta_n \eta_r \quad (111)$$

и представляет собой отношение идеальной мощности, потребной для транспортирования воды на высоту $H_{гд}$, к мощности, потребляемой на зажимах двигателя.

Г л а в а XII

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

При проектировании водоотливной установки необходимо:

по заданному притоку воды и высоте подачи, определяемой глубиной шахты, выбрать тип насосов требуемой подачи и напора, двигателя, пусковую аппаратуру и кабели;

составить схему трубопровода и рассчитать его;

установить емкость и размеры водосборника, тип и размеры насосной камеры, взаимную увязку выработок с околотвольным двором;

определить капитальные затраты по водоотливной установке, стоимость транспорта воды;

при выемке полезного ископаемого этажами, когда на каждом из них должна быть своя насосная установка, установить схему водоотлива по всем этажам.

Главная водоотливная установка должна быть оборудована тремя одинаковыми насосами, каждый из которых должен иметь подачу, обеспечивающую откачку нормального суточного притока воды не более чем за 20 ч.

При больших притоках допускается установка более трех насосов; в этом случае должен быть обеспечен 100%-ный резерв насосов при откачке нормального притока и не менее чем 25%-ный резерв насосов, находящихся в ремонте.

При одновременной разработке нескольких горизонтов применяется одна из следующих схем водоотливных установок (рис. 109): 1) с выдачей воды на поверхность с каждого горизонта; 2) с перекачкой воды с нижнего на верхний горизонт и с верхнего горизонта

на поверхность; 3) с последовательным соединением насосов, расположенных на горизонтах; 4) с перепуском воды из водосборника верхнего горизонта в водосборник нижнего горизонта, где расположена насосная установка; 5) с использованием напора воды с верхнего горизонта. Установки, работающие по второй и третьей схемам, называются ступенчатыми.

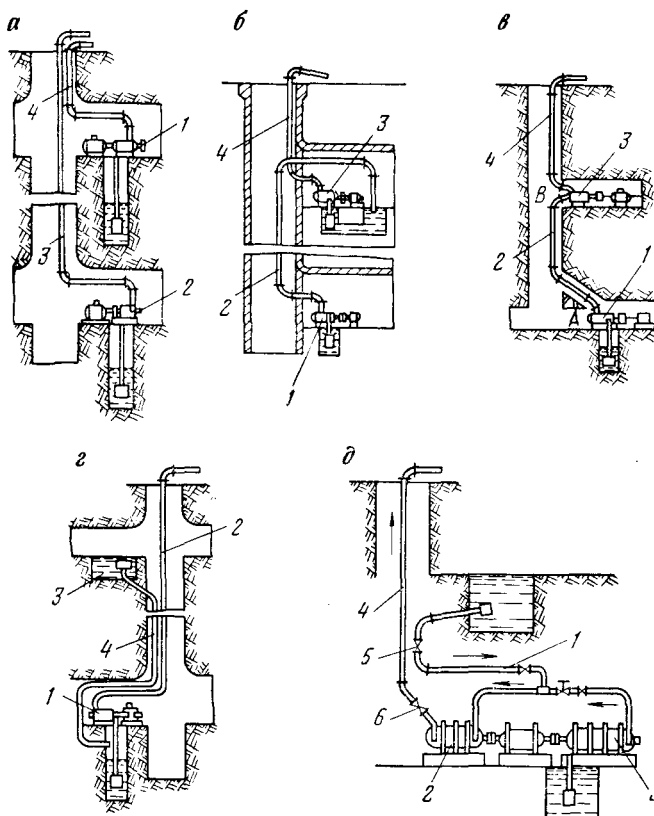


Рис. 109. Схема водоотливных установок при откачке воды с двух горизонтов

По первой схеме (рис. 109, а) насосами 1 и 2 обеспечивается транспортирование воды по трубопроводам 3 и 4 из шахты на поверхность. Преимущество этой схемы — выдача воды с каждого горизонта независима от состояния насосной установки другого горизонта. Недостатками этой схемы являются: наличие на каждом горизонте мощной насосной установки и большого количества трубопроводов в стволе; сложность обслуживания и контроля вследствие рассредоточения установок по горизонтам. Эта схема применяется на шахтах с притоком кислотных вод, когда установка нижнего горизонта может долгое время не соприкасаться с кислотными водами

(пока нижний горизонт не подработает верхний с притоком сильно кислотной воды).

По второй схеме (рис. 109, б) насос 1 перекачивает воду с нижнего горизонта по трубопроводу 2 в водосборник верхнего горизонта, откуда она насосом 3 по трубопроводу 4 выдается на поверхность. Преимущества этой установки заключаются в том, что мощная насосная установка оборудуется на верхнем горизонте, а с меньшим напором — на нижнем и может быть легко перенесена при углубке шахты на следующий горизонт. В стволе прокладывают только два става труб. К недостаткам этой схемы относятся: возможность затопления всей шахты при остановке работы верхней установки; сложность обслуживания и контроля вследствие наличия установок на каждом горизонте. Эта схема применяется в случае, когда приток на нижнем горизонте меньше притока на верхнем горизонте, а также при откачке кислотных вод, если есть возможность перехватить приток сильно агрессивной воды на верхнем горизонте и не допустить его на нижний, где вода менее агрессивна.

По третьей схеме (рис. 109, в) вода насосом 1 с нижнего горизонта подается по трубопроводу 2 во всасывающую трубу насоса 3 верхнего горизонта, откуда по трубопроводу 4 транспортируется на поверхность. Режим работы в данном случае определяется на основании положений для последовательно соединенных насосов (см. гл. VII, § 3).

По четвертой схеме (рис. 109, г) насосная установка 1 с трубопроводом 2 имеется только на нижнем горизонте, а из водосборника 3 верхнего горизонта вода спускается по трубе 4 в водосборник нижнего горизонта. Такая схема применяется тогда, когда приток на верхнем горизонте меньше, чем на нижнем. Преимущество этой схемы заключается в наличии на шахте только одной насосной установки, поэтому уменьшаются стоимость рабочей силы и капитальные затраты. Недостатком схемы являются дополнительные затраты энергии на транспортирование перепущенной с верхнего горизонта воды на расстояние между горизонтами.

Пятая схема (рис. 109, д) не имеет недостатка предыдущей схемы, так как вода с верхнего горизонта поступает по трубопроводу 1 в насос 2, который последовательно соединен с насосом 3. Насос 3 забирает воду с нижнего горизонта, подает ее в насос 2, откуда общий приток с двух горизонтов транспортируется по трубопроводу 4 на поверхность. Подача насоса 2 должна равняться сумме подачи насоса 3 (определяемой по притоку воды на нижнем горизонте) и притока воды с верхнего горизонта. Притекающую с верхнего горизонта воду следует подавать не в первое со стороны всасывания рабочее колесо, а в то рабочее колесо, которое при транспортировании воды с нижнего горизонта создает такой же напор, как у перепускаемой сверху воды на уровне насоса. В этой схеме целесообразно применить установки из двух последовательно соединенных насосов низкого и высокого давлений с одним электродвигателем между ними, как показано на рисунке.

Для нахождения режимов работы в рассматриваемой схеме пользуются методом (см. гл. VII) сложения абсцисс характеристик насоса 2 и трубопровода 1, определяя их суммарную характеристику. Сложением ординат суммарной характеристики и характеристики насоса 3 находится суммарная характеристика последовательно включенных, с одной стороны, насоса 2 и трубопровода 1, и с другой — насоса 3. Точка пересечения последней характеристики и характеристики трубопровода 4 дает общий режим работы.

Регулирование откачки воды по горизонтам производится с помощью задвижек 5 и 6 на трубопроводах 1 и 4, причем для контроля необходим дистанционный указатель уровня. Описанная схема водоотлива экономична, а сосредоточение насосных установок на одном горизонте облегчает обслуживание и надзор за установкой.

При очень больших притоках воды возможно изменение схемы — параллельное соединение двух насосов на общий трубопровод (диаметр которого определен из расчета постоянной совместной работы двух насосов) с перепуском воды с верхнего горизонта в один насос; второй же насос транспортирует воду только с нижнего горизонта.

Пример расчета водоотливной установки. Рассчитать главную водоотливную установку на горизонте 520 м. Нормальный приток воды по шахте $Q_{н.п} = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$. В весеннее время, примерно в течение пяти недель, приток увеличивается до $Q_{м.п} = 240 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Р а с ч е т.

Насосы и число их

Требуемая расчетная подача насоса

$$Q_p = \frac{24Q_{н.п}}{20} = \frac{24 \cdot 180}{20} = 216 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Предусматриваем установку трех насосов 8МС-7 с подачей $Q = 290 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре на одно рабочее колесо $H_k = 60 \text{ м}$.

Трубопровод

Всасывающий трубопровод. Длина его $l_b = 4 + 1,5 + 8,4 = 13,9 \text{ м}$, где 4; 1,5 и 8,4 — соответственно высота от оси насоса до верхнего уровня воды в колодце, глубина погружения трубы в воду и расстояние от оси колодца до оси всасывающего патрубка самого удаленного насоса.

Так как согласно табл. 8 диаметр всасывающего патрубка насоса 8МС-7 равен 200 мм, то по табл. 10 принимаем диаметр всасывающего трубопровода $d_b = 207 \text{ мм}$ при паружном диаметре трубы 219 мм и толщине стенки 6 мм.

Скорость воды во всасывающем трубопроводе

$$v_{т.в} = \frac{Q}{\frac{\pi d_b^2}{4}} = \frac{4 \cdot 290}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,207^2} = 2,39 \text{ м/сек}.$$

Потери напора:

на прямом участке трубы по формуле (99)

$$h_{п.у.в} = \lambda \frac{l_b}{d_b} \cdot \frac{v_{т.в}^2}{2g} = 0,03 \frac{13,9}{0,207} \cdot \frac{2,39^2}{2 \cdot 9,81} = 0,587 \text{ м};$$

в сетке и приемном клапане

$$h_{к.с} = \xi_{к.с} \frac{v_{т.в}^2}{2g} = 2 \frac{2,39^2}{2 \cdot 9,81} = 0,582 \text{ м};$$

в двух коленах при $\alpha_k = 90^\circ \frac{r}{R} = 0,5$ и $\xi_k = 0,294$ (см. табл. 11).

$$h_{k, в} = 2\xi_k \frac{\alpha_k}{90} \cdot \frac{v_{т, в}^2}{2g} = 2 \cdot 0,294 \frac{90}{90} \cdot \frac{2,39^2}{2 \cdot 9,81} = 0,171 \text{ м.}$$

Общие потери во всасывающем трубопроводе

$$H_{п, в} = h_{п, у, в} + h_{к, с} + h_{к, в} = 0,587 + 0,582 + 0,171 = 1,34 \text{ м.}$$

Нагнетательный трубопровод. Предусматриваем в стволе два става нагнетательного трубопровода.

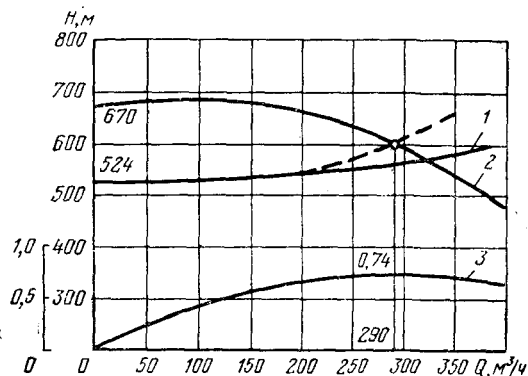


Рис. 110. Режим работы насоса (к расчету)

Длина трубопровода

$$l_n = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 = 17 + 25 + 520 + 150 = 712 \text{ м;}$$

где l_1 — длина насосной камеры, принятая по типовому проекту,

l_2 — длина трубопровода в трубном ходке;

l_3 — глубина ствола (из условия проекта);

l_4 — длина труб на поверхности от ствола до очистных сооружений, принятая ориентировочно.

Так как согласно табл. 8 диаметр нагнетательного патрубка насоса 8МС-7 равен 200 мм, то для нагнетательного трубопровода принимаем такие же трубы, как и для всасывающего, т. е. $d_n = 207$ мм, и потому $v_{т, н} = v_{т, в} = 2,39$ м/сек.

Потери напора: на прямом участке трубопровода по формуле (99) $h_{п, у, н} = 30,1$ м; в двух задвижках при $\frac{x}{d} = \frac{4}{8}$ по формуле (101) $h_s = 1,2$ м; в обратном клапане при $\alpha_{к, л} = 50^\circ$ по формуле (101) $h_{о, к} = 2,8$ м; в тройнике по формуле (101) $h_t = 0,582$ м; в четырех коленах при $\alpha_k = 90^\circ$ и $\frac{r}{R} = 0,5$ по формуле (100) $h_k = 0,342$ м.

Общие потери в нагнетательном трубопроводе

$$H_{п, н} = h_{п, у, н} + h_s + h_{о, к} + h_t + h_k = 30,1 + 1,2 + 2,8 + 0,582 + 0,342 \approx 35 \text{ м.}$$

Геодезическая высота

$$H_{гд} = H_{в} + l_3 = 4 + 520 = 524 \text{ м.}$$

Расчетный манометрический напор

$$H_m = H_{гд} + H_{п, в} + H_{п, н} = 524 + 1,34 + 35 \approx 561 \text{ м.}$$

Постоянная трубопровода

$$R_T = \frac{H_M - H_{ГД}}{Q^2} = \frac{561 - 524}{\left(\frac{290}{3600}\right)^2} = 5590.$$

Характеристика трубопровода по формуле (28)

$$H_M = 524 + 5600Q^2.$$

Результаты расчетов по этому выражению сведены в табл. 12, по данным которой строится в масштабе характеристика 1 трубопровода (рис. 110).

Таблица 12

К расчету водоотливной установки

Q	0	$1/4Q$	$1/2Q$	$3/4Q$	Q	$1 1/4Q$
м/сек	0	0,0202	0,0403	0,0605	0,0806	0,1008
м ³ /ч	0	72,5	145	217,5	290	362,5
H_M , м	524	526	533	545	561	580

Число рабочих колес насоса

$$i_k = \frac{H_M}{H_K} = \frac{561}{60} = 9,4.$$

Принимаем 10 рабочих колес.

Режим работы насоса. В координатных осях $Q - H$ в таком же масштабе, как и характеристика трубопровода, наносятся кривые (см. рис. 110) 2 и 3 характеристики ранее выбранного насоса.

Режим работы несколько сдвинут вправо от максимального к к. п. д., что весьма целесообразно: ухудшение в состоянии трубопровода (осадки и ржавчина на внутренней поверхности его) приблизит режим работы к номинальному.

В начале работы требуемый режим $Q = 290$ м³/ч достигается за счет прикрытия задвижки, тогда по характеристике $H_M = 600$ м.

Увеличение принятого H_M по сравнению с расчетным [составляет $\frac{600}{561} = 1,065$, что можно допустить, так как это увеличение должно составлять 5—8% (см. гл. IX).

Гарантия отсутствия неустойчивого режима устанавливается по соотношению (38): $\frac{H_{ГД}}{H_0} = \frac{524}{670} = 0,783$, что допустимо (необходимо, чтобы $\frac{H_{ГД}}{H_0} \leq 0,9$).

Мощность двигателя и расход энергии

Расчетная мощность при $Q = 290$ м³/ч

$$N_p = \frac{Q \gamma H_M}{102 \eta} = \frac{290 \cdot 1050 \cdot 600}{3600 \cdot 102 \cdot 0,74} = 673 \text{ квт.}$$

Значения H_M и η соответствуют $Q = 290$ м³/ч и принимаются в соответствии с режимом работы насоса (см. рис. 110).

Принимаем двигатель «Украина-12-4/4» номинальной мощностью $N = 800$ квт, напряжением 6000 в, $n = 1485$ об/мин, $\eta_d = 0,942$ и с коэффициентом запаса мощности равным

$$k_d = \frac{N}{N_p} = \frac{800}{673} = 1,19.$$

Годовой расход энергии по формуле (104) равен 4 220 000 квт·ч.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ
ШАХТНЫЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Г л а в а I
ОСНОВЫ ТЕОРИИ КОМПРЕССОРОВ
§ 1. ОДНОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ

В машинах, вырабатывающих сжатый газ, увеличение давления газа происходит либо за счет уменьшения его объема (объемные компрессоры, к числу которых относятся поршневые и винтовые), либо за счет сообщения газу скоростной энергии с преобразованием ее в давление (турбокомпрессоры).

В поршневом компрессоре простого действия (рис. 111, а) при ходе поршня 1 слева направо в цилиндре 2 создается разрежение и атмосферный воздух через всасывающий клапан 3 всасывается в цилиндр. При обратном ходе поршня клапан 3 закрывается, воздух сжимается и при известном давлении через клапан 4 выталкивается в воздухопроводную сеть. В компрессоре двойного действия эти процессы протекают с одной и другой его стороны (рис. 111, б).

Описанный компрессор называется **о д н о - ст у п е н ч а т ы м**, сжатие воздуха в нем от начального до конечного давления производится сразу за обратный ход поршня. В **м н о - г о с т у п е н ч а т ы х** компрессорах сжатие воздуха от начального до некоторого промежуточного давления производится в первой ступени, а затем в последующих ступенях он сжимается до требуемого конечного давления.

Т е о р е т и ч е с к и й процесс поршневого компрессора можно было бы осуществить при соблюдении условий: 1) после выталкивания в цилиндре компрессора не должен оставаться сжатый воздух; 2) состояние воздуха при всасывании не изменяется и остается таким же, как в окружающей компрессор атмосфере; 3) давление и температура сжатого воздуха при его выталкивании не изменяются и одинаковы с давлением и температурой воздуха в нагнетательном трубопроводе.

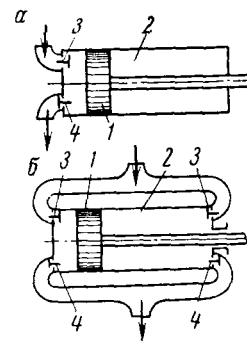


Рис. 111. Схема одноступенчатого поршневого компрессора:

а — простого действия;
б — двойного действия

На диаграмме теоретического процесса в одноступенчатом компрессоре простого действия, показанной в координатных осях давления p^* и объема V (рис. 112), процесс всасывания в компрессор воздуха объемом V_1 при давлении p_1 изобразится линией 1—2, процесс сжатия его — кривой 2—3, процесс выталкивания сжатого воздуха объемом V_2 при давлении p_2 в нагнетательный трубопровод — линией 3—4, процесс выравнивания давления в цилиндре от p_2 до p_1 — линией 4—1. Процесс компрессора двойного действия изобразится двумя такими диаграммами, повернутыми относительно друг друга на угол 180° .

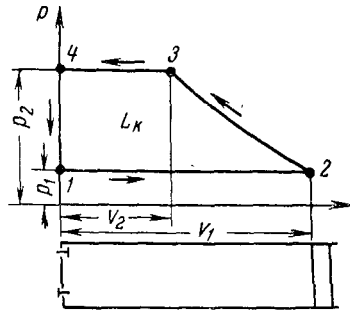


Рис. 112. Диаграмма теоретического процесса в одноступенчатом компрессоре простого действия

Полная работа компрессора L_k представляет собой площадь кругового процесса 1—2—3—4—1 и равна сумме работ процессов всасывания $L_{вс} = p_1 V_1$, сжатия $L_{сж} = \sum p dV$ и выталкивания $L_{выт} = p_2 V_2$, т. е.

$$L_k = -p_1 V_1 + \sum p dV + p_2 V_2, \quad (112)$$

где V_1 , p_1 и V_2 , p_2 — объем и давление соответственно всасываемого и сжатого воздуха.

Масштаб работы определяется на основании принятых масштабов давления и объема. Допустим, что 1 ат, равная 10 000 кгс/м², соответствует 2 см, а 1 м³ — 5 см, тогда 10 000 кгс·м соответствует 10 см².

Процесс сжатия может быть изотермическим 2—3, адиабатным 2—3' и политропным 2—3'' (рис. 113).

При изотермическом сжатии температура постоянна и от воздуха отводится вся получающаяся в процессе сжатия теплота.

При этом процессе

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1}. \quad (113)$$

При цикле с изотермическим сжатием $L_{вс} = L_{выт}$, так как $p_1 V_1 = p_2 V_2$, следовательно, $L_{к. из} = L_{сж}$, т. е. работа, затрачиваемая в компрессоре,

$$L_{к. из} = 2,303 p_1 V_1 \lg \frac{p_2}{p_1}, \text{ кгс} \cdot \text{м}. \quad (114)$$

* Здесь и далее приняты обозначения: p — абсолютное давление, $p_{изб}$ — избыточное давление.

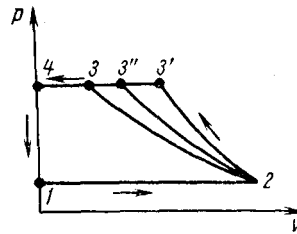


Рис. 113. Изотермический, политропный и адиабатный процессы сжатия в компрессоре

Если объемы выражены в м³, то для получения работы в кгс·м в формуле (114) и в последующих формулах работы давление должно быть выражено в кгс/м².

При изотермическом процессе от воздуха при сжатии отводится теплота

$$Q = AL_{\text{к. из}}, \text{ ккал}, \quad (115)$$

где $A = \frac{1}{427}$ — тепловой эквивалент работы.

При адиабатном сжатии к воздуху не подводится и от него не отводится теплота. Линия адиабатного процесса сжатия круче линии изотермического процесса.

При адиабатном процессе справедливы следующие зависимости между давлениями p и абсолютными температурами T , с одной стороны, и объемами V — с другой, а также между температурами и давлениями:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k, \quad (116)$$

где $k = 1,4$ — показатель адиабаты — отношение теплоемкости газа при постоянном давлении c_p к теплоемкости газа при постоянном объеме c_v ;

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}; \quad (117)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (118)$$

При цикле с адиабатным сжатием

$$L_{\text{к. ад}} = -p_1 V_1 + \frac{1}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) + p_2 V_2,$$

откуда

$$L_{\text{к. ад}} = \frac{k}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1), \text{ кгс} \cdot \text{м}. \quad (119)$$

На основании выражений (118) и (119) и характеристического уравнения $pV = GRT$ (G — вес газа, R — газовая постоянная) для начального и конечного состояния газа имеем

$$L_{\text{к. ад}} = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (120)$$

Политропное сжатие воздуха в компрессоре применяется с отводом теплоты, т. е. с охлаждением ($n < k$).

При цикле с политропным сжатием справедливы те же зависимости (116)—(120), что и при адиабатном сжатии, только вместо показателя адиабаты k надо использовать показатель политропы n .

Количество теплоты, отводимой от G (кгс) воздуха при сжатии его по политропному процессу,

$$Q = Gc_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1), \text{ ккал.} \quad (121)$$

Минимальная работа будет затрачиваться в компрессоре с изотермическим сжатием (см. рис. 113, площадь $1-2-3-4-1$), а максимальная — при адиабатном сжатии (площадь $1-2-3'-4-1$). Максимальная площадь будет больше минимальной на величину площади $2-3-3'-2$. При изотермическом сжатии за все время сжатия температура сжимаемого воздуха будет равна температуре всасываемого. При цикле с адиабатным сжатием температура сжатого воздуха будет выше температуры всасываемого, что может

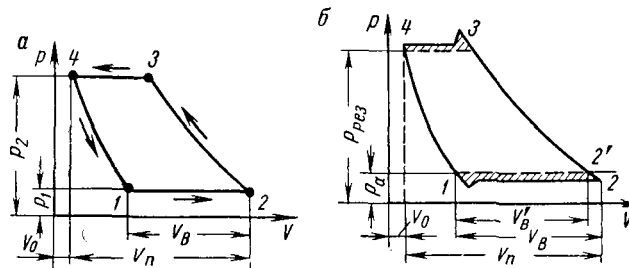


Рис. 114. Диаграмма процесса в одноступенчатом компрессоре с учетом влияния:
а — вредного пространства; б — потерь в клапанах

явиться причиной взрыва от вспышки смазочного масла. Адиабатное сжатие тем более невыгодно, чем больше степень сжатия ϵ — отношение p_2 к p_1 .

Так как изотермическое сжатие в компрессоре практически осуществить невозможно, то сжатие производится по политропному процессу, изображенному линией $2-3''$ при $n = 1,3 \div 1,35$, который выгоднее адиабатного.

Действительный процесс поршневого компрессора отличается от теоретического следующим:

- 1) при выталкивании сжатого воздуха часть его остается в пространстве между поршнем, находящимся в крайнем положении, и крышкой цилиндра, а также в каналах, соединяющих клапаны с цилиндром. Это пространство называется вредным;
- 2) имеют место сопротивления при всасывании атмосферного воздуха в фильтре и всасывающих клапанах, а при выталкивании сжатого воздуха — в нагнетательных клапанах;
- 3) имеются неплотности между поршнем и стенками цилиндра, в клапанах и сальниках;
- 4) в конце всасывания температура воздуха в цилиндре повышается;

5) сжимаемый воздух содержит частицы водяного пара.

При ходе всасывания оставшийся во вредном пространстве сжатый воздух расширяется (рис. 114, а, кривая 4—1) и давление его падает от p_2 до p_1 . Очевидно, всасывание начинается не в начале всасывающего хода поршня, а только тогда, когда давление в цилиндре станет ниже давления атмосферного воздуха, т. е. будет всасываться меньший объем воздуха, чем при теоретическом процессе.

Отношение α_B объема V_0 вредного пространства к объему V_n , описываемому поршнем за один ход, называется коэффициентом вредного пространства. Обычно $\alpha_B = 0,03 \div 0,08$.

Отношение α_0 объема V_B всасываемого в компрессор воздуха, когда сказывается влияние вредного пространства, к объему V_n называется объемным коэффициентом компрессора.

Для общего случая расширения воздуха, оставшегося во вредном пространстве, по политропе (см. рис. 114, а)

$$p_2 V_0^n = p_1 (V_n + V_0 - V_B)^n.$$

На основании этого выражения и понятия о α_B и α_0 имеем

$$\alpha_0 = 1 - \alpha_B \left(\frac{1}{\varepsilon^n} - 1 \right), \quad (122)$$

т. е. объемный коэффициент зависит от коэффициента вредного пространства α_B , степени сжатия ε и показателя политропы n расширения воздуха, оставшегося во вредном пространстве.

Вредное пространство почти не влияет на величину работы, затрачиваемой в компрессоре, но сказывается на уменьшении производительности компрессора.

Давление p_1 воздуха в цилиндре при всасывании будет меньше давления p_a атмосферного воздуха в связи с сопротивлением: 1) при проходе воздуха через фильтр, всасывающую трубу и под пластинкой клапана; 2) обусловленным инерцией клапанной пластинки и пружины, сказывающимся в момент открытия клапана; 3) обусловленным инерцией воздуха, вследствие чего линия всасывания понижается в первой половине и повышается во второй половине хода поршня. При этом объем V_B всасываемого в компрессор воздуха, приведенный к атмосферному давлению, будет еще меньше, а затрачиваемая работа увеличится на величину заштрихованной площади, расположенной ниже линии атмосферного давления (рис. 114, б).

Давление p_2 сжатого воздуха в компрессоре будет больше давления $p_{рез}$ сжатого воздуха в воздухохранильнике и воздухопроводной сети в связи с сопротивлением: 1) при проходе воздуха под пластинкой нагнетательного клапана; 2) обусловленным инерцией клапанной пластинки и пружины, сказывающимся в момент открытия клапана; 3) при проходе воздуха от клапана до нагнетательного патрубка компрессора. В связи с этим затрачиваемая работа

увеличивается на величину заштрихованной площади, расположенной выше линии давления сжатого воздуха в резервуаре (см. рис. 114, б).

Выступы в начале линии всасывания и выталкивания на диаграмме объясняются инерцией подвижных элементов клапанов.

Неплотности в компрессоре имеют место: во всасывающих клапанах, из-за чего при сжатии и выталкивании часть воздуха просачивается обратно во всасывающий трубопровод; в нагнетательных клапанах, в связи с чем во время всасывания будет частично всасываться воздух из нагнетательного пространства; между поршнем и стенками цилиндра и в сальниках, вследствие чего воздух при сжатии и выталкивании может просачиваться из цилиндра. В результате действительная производительность компрессора уменьшается, причем на сжатие протекшего через неплотности воздуха работа затрачивается бесполезно.

При всасывании в цилиндре происходит смешивание вновь поступающего воздуха с оставшимся и непрерывное подогревание воздуха от стенок цилиндра. При этом уменьшается плотность воздуха, а следовательно, уменьшается весовая производительность компрессора, хотя его объемная производительность остается прежней. Затрачиваемая работа остается при этом такой же, но относится уже к меньшей весовой производительности компрессора.

В воздухе содержится водяной пар, который, конденсируясь, также способствует уменьшению весовой производительности компрессора.

Таким образом, действительная производительность компрессора меньше теоретической.

Отношение действительно подаваемого за один ход количества V_d воздуха, пересчитанного на давление всасывания, к объему V_n , описываемому поршнем компрессора за один ход, называется коэффициентом подачи α_n компрессора, обычно равным 0,75—0,9.

Повысить коэффициент подачи и, следовательно, действительную производительность компрессора можно: 1) правильным выбором объема вредного пространства; 2) уменьшением сопротивления при всасывании; 3) хорошим уплотнением в компрессоре; 4) чистотой цилиндра и других частей машины; 5) всасыванием по возможности более холодного воздуха.

Действительную, или индикаторную диаграмму компрессора можно снять индикатором (см. гл. IV).

§ 2. МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ

Необходимость многоступенчатого сжатия в поршневых компрессорах вызывается двумя причинами.

Первая причина заключается в теоретическом пределе степени сжатия в одной ступени, обусловленном влиянием вредного пространства. Выравнивание давления воздуха, оставшегося во вредном пространстве, с давлением атмосферного воздуха может произойти

только к концу всасывающего хода поршня, что практически означает невозможность всасывания, а следовательно, и подачи сжатого воздуха. При этом объемный коэффициент компрессора $\alpha_0 = 0$.

По формуле (122) можно определить степень сжатия, при которой прекратится всасывание. Приняв коэффициент вредного пространства $\alpha_v = 0,05$, установим, что всасывания не будет, если при изотермическом расширении воздуха, оставшегося во вредном пространстве, $\epsilon = 21$ (т. е. при $p_1 = 1$ ат; $p_2 = 21$ ат), и при адиабатном расширении, если $\epsilon = 71$ (т. е. при $p_1 = 1$ ат; $p_2 = 71$ ат).

Вторая причина, вызывающая необходимость многоступенчатого сжатия, заключается в температурном пределе степени сжатия в одной ступени, который обуславливается допустимой температурой нагревания смазочного масла, вводимого в цилиндр компрессора. Температура сжатого воздуха должна быть не выше 160° . Температурный предел степени сжатия в одной ступени определяется на основании формулы (118). Приняв температуру всасываемого воздуха $t_1 = 25^\circ$ и температуру сжатого воздуха $t_2 = 160^\circ$, при неблагоприятном адиабатном процессе сжатия воздуха получим $\epsilon = 4,2$, т. е. температурный предел допускает еще меньшую степень сжатия в одной ступени, чем теоретический предел. Для политропного сжатия $n < k$ этот предел будет несколько выше.

В силу указанных причин приходится применять многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением сжимаемого воздуха.

Шахтные компрессоры давлением 8 ат строятся двухступенчатыми, при более высоких давлениях (200 ат и выше) — пяти- и шести-ступенчатыми.

Чаще всего многоступенчатое сжатие производится в нескольких цилиндрах, реже — в одном цилиндре со ступенчатым (дифференциальным) поршнем. В двухступенчатом двухцилиндровом компрессоре (рис. 115, а) при ходе поршня 1 слева направо атмосферный воздух через всасывающий клапан 2 всасывается в цилиндр низкого давления 3. При обратном ходе поршня воздух сжимается до промежуточного давления $p_{пр}$ и выталкивается через нагнетательный клапан 4 в промежуточный холодильник 5, где охлаждается. Из холодильника воздух при давлении $p_{пр}$ через всасывающий клапан 6 всасывается в цилиндр высокого давления 7 и, сжатый там до конечного давления p_2 , выталкивается поршнем 8 через нагнетательный

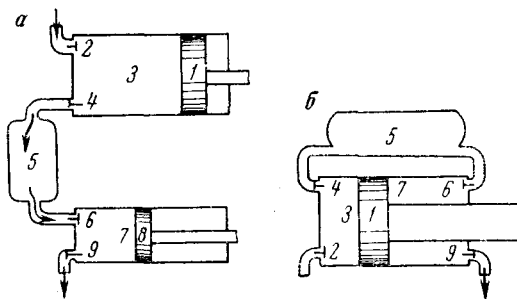


Рис. 115. Схемы двухступенчатых компрессоров: а — двухцилиндрового; б — одноцилиндрового со ступенчатым поршнем

клапан 9 в воздухопроводную сеть. Цилиндры 3 и 7 могут быть простого и двойного действия.

В двухступенчатом одноцилиндровом компрессоре (рис. 115, б) со ступенчатым поршнем 1 в части 3 цилиндра осуществляется I ступень сжатия, а в части 7 — II ступень сжатия.

На диаграмме теоретического процесса двухступенчатого двухцилиндрового компрессора (рис. 116, а) всасывание атмосферного воздуха объемом V_1 в ступень низкого давления изображено линией 1—2, сжатие в этой ступени — кривой 2—3, а выталкивание сжатого до давления $p_{пр}$ воздуха в промежуточный холодильник — линией 3—4. В промежуточном холодильнике воздух охлаждается и его объем $V'_{пр}$ становится меньше по сравнению с объемом $V_{пр}$ воздуха, выталкиваемого из ступени низкого давления. Всасывание воздуха,

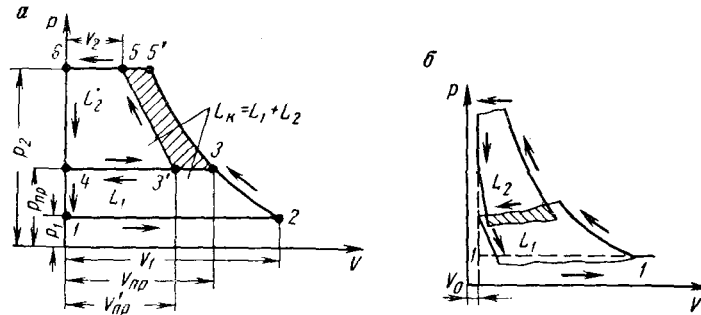


Рис. 116. Диаграмма процессов в двухступенчатом компрессоре: а — теоретическая; б — действительная

сжатого до давления $p_{пр}$, из промежуточного холодильника в ступень высокого давления изобразится линией 4—3', процесс сжатия в этой же ступени — кривой 3'—5, выталкивание сжатого до конечного давления p_2 воздуха объемом V_2 из ступени высокого давления в резервуар воздухопроводной сети — линией 5—6. Без промежуточного охлаждения процесс сжатия изобразился бы кривой 2—3—5'.

Многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением по сравнению с одноступенчатым сжатием имеет преимущества: 1) экономии в работе, показанную на рис. 116, а заштрихованной площадкой 3'—3—5'—5—3'; 2) более низкую температуру сжатого воздуха; 3) более высокий объемный коэффициент; 4) более сухой воздух, поступающий в эксплуатацию из промежуточного холодильника.

Индикаторная диаграмма двухступенчатого сжатия в двухцилиндровом компрессоре с промежуточным охлаждением (рис. 116, б) отличается от теоретической по причинам, изложенным выше. На рис. 116, б линией 1—1 показано атмосферное давление.

Разбивка на ступени сжатия в многоступенчатых компрессорах производится на основании следующего: законы сжатия во всех ступенях одинаковы; воздух в промежуточных холодильниках охлаждается так, что температура его в начале сжатия во всех ступенях

ценах одинакова; полная работа компрессора должна быть минимальной.

Наиболее выгодное давление в промежуточном холодильнике, т. е. конечное давление сжатия в I ступени с точки зрения минимальной полной работы при двухступенчатом сжатии

$$p_{\text{пр}} = \sqrt{p_1 p_2}, \quad (123)$$

а для общего случая многоступенчатого сжатия степень сжатия в каждой из ступеней (ϵ_1, ϵ_2 и т. д.) равна корню степени числа ступеней z из полной степени сжатия ϵ компрессора, т. е.

$$\epsilon_1 = \epsilon_2 = \dots = \epsilon_z = \sqrt[z]{\epsilon}. \quad (124)$$

На основании сказанного:

1) температура воздуха в конце сжатия в каждой ступени одинакова и равна

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{zn}}; \quad (125)$$

2) полные работы в каждой из ступеней одинаковы, т. е.

$$L_1 = L_2 = \dots = L_z.$$

При двухступенчатом сжатии затрачиваемая работа равна: в I ступени

$$L_1 = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_{\text{пр}}}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{ кгс} \cdot \text{м}; \quad (126)$$

во II ступени

$$L_2 = \frac{n}{n-1} p_{\text{пр}} V'_{\text{пр}} \left[\left(\frac{p_2}{p_{\text{пр}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (127)$$

В формулах (126) и (127) обозначения соответствуют обозначениям, принятым на рис. 116, а. Полная работа многоступенчатого компрессора, имеющего z ступеней,

$$L_k = z \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{zn}} - 1 \right]. \quad (128)$$

При многоступенчатом сжатии улучшается объемный коэффициент. Его величина, определяемая по I ступени, равна

$$\alpha_{oz} = 1 - \alpha_v \left(\epsilon^{\frac{1}{zn}} - 1 \right). \quad (129)$$

На практике добиться равенства работ в ступенях трудно, так как: 1) законы сжатия в различных ступенях могут быть различны вследствие того, что показатель политропы n в ступенях может быть неодинаков из-за различной интенсивности охлаждения в ступенях; 2) объемы вредного пространства могут быть неодинаковы; 3) в промежуточном холодильнике не всегда возможно теоретическое понижение температуры.

§ 3. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА И МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ НЕГО

Производительность компрессора, под которой понимается действительный подаваемый им объем воздуха, пересчитанный на условия всасывания, можно определить применительно к поршневому компрессору по размерам цилиндра I ступени сжатия.

Производительность, отнесенная к условиям всасывания (при давлении и температуре воздуха во всасывающем патрубке), компрессора:

простого действия

$$V_{\text{мин}} = \alpha_{\text{п}} \frac{\pi D^2}{4} S n, \text{ м}^3/\text{мин}; \quad (130)$$

двойного действия

$$V_{\text{мин}} = \alpha_{\text{п}} \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) S n, \quad (131)$$

где $\alpha_{\text{п}}$ — коэффициент подачи компрессора;

D — внутренний диаметр цилиндра, м;

S — ход поршня, м;

d — диаметр штока поршня, м;

n — скорость вращения вала компрессора, об/мин.

Производительность компрессора $V_{\text{нор}}$, отнесенная к нормальным условиям (при давлении воздуха $p_0 = 10\,333$ кгс/м² и температуре $T_0 = 273$ °К, т. е. 0 °С), находится на основании характеристического уравнения для нормального и действительного условий всасывания (при действительном условии — давление $p_{\text{вс}}$, температура $T_{\text{вс}}$)

$$V_{\text{нор}} = \frac{T_0}{T_{\text{вс}}} \cdot \frac{p_{\text{вс}}}{p_0} V_{\text{мин}}. \quad (132)$$

Мощность двигателя для компрессора может быть определена на основании: 1) теоретической работы, затрачиваемой при изотермическом или адиабатном сжатии; 2) индикаторной диаграммы, снятой при испытании поршневого компрессора.

При определении мощности двигателя компрессора по первому способу можно пользоваться теоретической работой при изотермическом сжатии, которая для компрессора является идеальной. Однако по мере увеличения степени сжатия получают значительные расхождения между идеальной мощностью при изотермическом сжатии и действительной мощностью, в связи с чем возникают большие колебания к. п. д., учитывающего соотношение между идеальной и действительной мощностью компрессора. Поэтому лучше принять для расчета теоретическую работу, затрачиваемую в компрессоре при адиабатном сжатии, так как при этом процессе различие между теоретической и действительной мощностями менее зависит от степени сжатия.

Если теоретическую работу при различных процессах сжатия $L_{\text{т}}$ (кгс·м) отнести к 1 м³ воздуха, то теоретическая мощность ком-

прессора при его производительности $V_{\text{мин}}$ ($\text{м}^3/\text{мин}$), выразится формулой

$$N_{\text{т}} = \frac{L_{\text{к}} V_{\text{мин}}}{102 \cdot 60}, \text{ квт.} \quad (133)$$

Индикаторная мощность компрессора, т. е. действительная мощность, развиваемая в цилиндре компрессора, равна

$$N_i = \frac{N_{\text{т}}}{\eta_i} = \frac{L_{\text{к}} V_{\text{мин}}}{102 \cdot 60 \eta_i}, \quad (134)$$

где η_i — индикаторный к. п. д. компрессора, учитывающий потери, связанные с отклонением действительного процесса компрессора от теоретического.

М о щ н о с т ь н а в а л у к о м п р е с с о р а

$$N_{\text{в}} = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{L_{\text{к}} V_{\text{мин}}}{102 \cdot 60 \eta_i \eta_{\text{мех}}}, \quad (135)$$

где $\eta_{\text{мех}} = 0,85 \div 0,95$ — механический к. п. д. компрессора, учитывающий механические сопротивления от поршня до вала компрессора включительно.

М о щ н о с т ь н а в а л у д в и г а т е л я компрессора при отсутствии передачи между валами компрессора и двигателя определяется по формуле (135), а при наличии передачи в знаменатель выражения (135) необходимо ввести ее к. п. д. $\eta_{\text{п}}$.

Значение индикаторного к. п. д. компрессора при расчетах по изотермическому сжатию $\eta_{i \text{ из}} = 0,75 \div 0,85$, при расчетах по адиабатному сжатию $\eta_{i \text{ ад}} = 0,9 \div 0,94$.

Общий к. п. д. компрессора

$$\eta_{\text{к}} = \eta_i \eta_{\text{мех}}. \quad (136)$$

Если при определении N принималась теоретическая работа процесса с изотермическим сжатием, то общий к. п. д. $\eta_{\text{к. из}} = \eta_{i \text{ из}} \eta_{\text{мех}}$ называется изотермическим к. п. д. компрессора и представляет собой отношение теоретической мощности при изотермическом сжатии к мощности на валу компрессора, т. е.

$$\eta_{\text{к. из}} = \frac{N_{\text{т. из}}}{N_{\text{в}}}. \quad (137)$$

А д и а б а т н ы й к. п. д. компрессора

$$\eta_{\text{к. ад}} = \frac{N_{\text{т. ад}}}{N_{\text{в}}}. \quad (138)$$

Определение мощности двигателя компрессора по второму способу производится по снятой индикаторной диаграмме (рис. 117, а), площадь которой находится с помощью планиметра или приближенного деления этой площади на элементарные площадки.

Высота h_n прямоугольника, равновеликого площади F_n индикаторной диаграммы длиной l_n ,

$$h_n = \frac{F_n}{l_n}. \quad (139)$$

Среднее индикаторное давление при масштабе m (мм/кгс/см²) пружины индикатора

$$p_i = \frac{h_n}{m} = \frac{F_n}{ml_n}. \quad (140)$$

Индикаторная мощность одноступенчатого компрессора простого действия при площади F (см²), ходе S (м) поршня, скорости вращения n (об/мин) вала компрессора

$$N_i = \frac{p_i F S n}{102 \cdot 60}, \text{ кВт}, \quad (141)$$

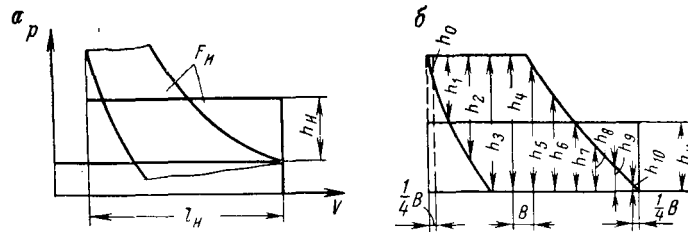


Рис. 117. Определение среднего индикаторного давления

для одноступенчатого компрессора двойного действия

$$N_i = \frac{p_i (F_1 + F_2) S n}{102 \cdot 60}, \quad (142)$$

где F_1 и F_2 — рабочие поверхности поршня компрессора.

Индикаторная мощность многоступенчатого компрессора определяется как сумма индикаторных мощностей всех ступеней.

При другом способе определения h_n длину индикаторной диаграммы делят на десять равных частей и из точек деления проводят перпендикуляры (рис. 117, б). Кроме того, проводят перпендикуляры h_0 и h_{10} на расстоянии $1/4 b$ от концов диаграммы, тогда

$$h_n = \left(\frac{h_0^3}{2} + h_1 + h_2 + \dots + h_8 + h_9 + \frac{h_{10}^3}{2} \right) \frac{1}{10}. \quad (143)$$

§ 4. ОХЛАЖДЕНИЕ СЖИМАЕМОГО ВОЗДУХА

Охлаждение воздуха при его сжатии имеет большое значение для уменьшения работы, затрачиваемой в компрессоре, и безопасности, так как наивысшая температура воздуха в поршневом компрессоре должна быть не более допустимой температуры нагревания смазки. Без охлаждения возможен взрыв.

Охлаждение сжатого воздуха после выхода его из компрессора также является важным для обеспечения надежной и безопасной работы установки. Благодаря охлаждению от сжатого воздуха отделяются вода и масло, чем воздухоотборник и воздухопровод предохраняются от нагара, воспламенения и взрыва.

Сжимаемый воздух в поршневом компрессоре охлаждается обычно с помощью водяной рубашки, для чего в цилиндре предусматриваются полости, в которых циркулирует холодная вода.

Кроме того, водяные рубашки необходимы также для обеспечения (в связи со снижением температуры стенок цилиндра) нормальных условий смазки поршня и предохранения поршневых колец от пригорания, предупреждения благодаря снижению температуры клапанов образования на них нагара, увеличения производительности компрессора в связи с уменьшением подогрева воздуха при всасывании, замедления процесса разложения смазочного масла в цилиндрах.

Для охлаждения воздуха при переходе его из одной ступени в другую применяется промежуточный холодильник, который состоит из трубок, помещенных в кожух. Вода циркулирует внутри трубок, а воздух — снаружи. Воздух и вода могут иметь одинаковое (прямоток) и противоположное (противоток) направление движения. Холодильники с противотоком позволяют нагревать воду до более высокой температуры, т. е. улучшается использование воды. Существуют холодильники со смешанным противотоком, когда вода и воздух движутся в одном и противоположном направлениях.

Количество воды, необходимое для охлаждения, определяется в предположении, что показатель политропы сжатия за все время процесса будет по величине постоянным, хотя в действительности он будет переменным: в начале сжатия температура воздуха ниже температуры стенок цилиндра, поэтому процесс протекает с подводом теплоты от стенок к воздуху, а при дальнейшем сжатии температура воздуха становится выше температуры стенок цилиндра и процесс протекает с отводом теплоты от воздуха к стенкам цилиндра.

Количество теплоты Q_c , отводимой при политропном сжатии 1 кг воздуха в одной ступени, определяется по формуле (121).

Количество теплоты, отводимой в промежуточном холодильнике, определяется в предположении, что давление сжатого воздуха в нем постоянно, хотя здесь будет небольшое понижение давления в связи с сопротивлением при движении воздуха между трубками. Это количество теплоты $Q_{п. х}$ определяется по формуле

$$Q_{п. х} = c_p (T_2 - T_1). \quad (144)$$

Полное количество отводимой от воздуха теплоты при сжатии 1 кг воздуха в многоступенчатом компрессоре, имеющем z ступеней,

$$Q_k = zQ_c + (z - 1) Q_{п. х}, \text{ ккал.} \quad (145)$$

Количество воды, необходимое для охлаждения 1 кг воздуха,

$$V_{в.к} = \frac{Q_k}{c_{в}(t_{2в} - t_{1в})}, \text{ л}, \quad (146)$$

где $c_{в}$ — теплоемкость воды (1 кал/кг°C).

Разность температуры выходящей из компрессора и поступающей в компрессор воды принимают $t_{2в} - t_{1в} = 10 \div 15^\circ$.

Если производительность компрессора $V_{мин}$ (м³/мин), то часовое количество воды, необходимое для охлаждения,

$$V_{в.ч} = 60V_{в.к}\gamma_{вз}V_{мин}, \text{ л}, \quad (147)$$

где $\gamma_{вз} = 1,2$ — удельный вес всасываемого воздуха, кгс/м³.

Заводами, изготовляющими компрессоры, рекомендуются следующие нормы расхода охлаждающей воды для компрессоров с конечным избыточным давлением воздуха до 8 ат: для компрессоров производительностью до 10 м³/мин расход 4,5—5 л на 1 м³ воздуха; производительностью свыше 10 м³/мин расход 3,5—4,5 л на 1 м³ воздуха.

Поверхность охлаждения промежуточного холодильника, под которой понимается поверхность его трубчатой системы, омываемая с одной стороны водой, а с другой — воздухом, определяется следующим образом.

Количество теплоты, отводимой от сжатого воздуха в промежуточном холодильнике,

$$Q_{х.ч} = 60c_p\gamma_{вз}V_{мин}(t_2 - t_1), \text{ ккал/ч}. \quad (148)$$

Средняя разность температур в холодильнике между средними температурами сжатого воздуха и охлаждающей воды

$$t_{ср} = \frac{t_2 + t_1}{2} - \frac{t_{2в} + t_{1в}}{2}. \quad (149)$$

Поверхность охлаждения промежуточного холодильника

$$F_{п.х} = \frac{Q_{х.ч}}{k_{т.х}t_{ср}}, \text{ м}^2, \quad (150)$$

где $k_{т.х}$ — общий коэффициент теплопередачи 1 м² трубчатой системы холодильника при разности температур по одну и другую стороны стенок трубы 1°С, $k_{т.х} = 30 \div 50$ ккал/м²·ч·град.

Окончательно площадь $F_{п.х}$ принимается на 10—15% больше той, которая получается по формуле (150).

Величина охлаждающей поверхности промежуточного холодильника, отнесенная к 1 м³ всасываемого в 1 мин воздуха, колеблется в пределах 0,55—0,7 м².

Иногда воздух после выхода из компрессора охлаждается в последующем холодильнике, конструкция которого аналогична промежуточному холодильнику.

Г л а в а II

КОМПРЕССОРЫ

§ 1. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Поршневые компрессоры в зависимости от числа ступеней сжатия, числа цилиндров, расположения поршня и степени действия бывают: одно- и многоступенчатые; одно- и многоцилиндровые; горизонтальные, вертикальные и угловые, простого и двойного действия.

Одноступенчатые компрессоры горизонтальные обычно строятся двойного действия на производительность до 50—80 м³/мин при избыточном давлении 2—7 ат. Бóльшую производительность имеют двухцилиндровые компрессоры, причем цилиндры могут быть расположены один относительно другого параллельно и последовательно. Одноступенчатые вертикальные компрессоры строятся простого действия, быстроходными и часто с несколькими цилиндрами.

Двухступенчатые компрессоры в горной промышленности имеют почти исключительное распространение.

Компрессор 55-ВМ Пензенского компрессорного завода двухступенчатый двухцилиндровый с горизонтальным параллельным расположением цилиндров (рис. 118) имеет производительность 100 м³/мин и избыточное давление 8 ат. Московским заводом «Компрессор» ранее выпускались с такой же технической характеристикой аналогичные по конструкции, но с расположением промежуточного холодильника в котловане между цилиндрами компрессоры 2ВГ. В одном цилиндре 1 компрессора 55-ВМ осуществляется I ступень сжатия, а в другом цилиндре 2 — II ступень. Каждый цилиндр двойного действия.

Цилиндры закреплены на раме 3 и опираются на опоры 4. Диаметры цилиндров низкого и высокого давления соответственно равны 900 и 530 мм, ход поршня 550 мм. Дисковые пустотелые с уплотнительными кольцами поршни 5 обоих цилиндров приводятся в движение от общего двухколенчатого вала 6 с противовесами через шатун 7, ползун 8 и шток 9. Шток двусторонний для разгрузки стенок цилиндра от веса поршня. Уплотнение штока в крышках 10 цилиндров производится с помощью сальников 11. На утолщенную среднюю часть вала 6 насаживается ротор тихоходного синхронного двигателя 12. Ротор помимо прямого своего назначения выполняет роль маховика. Мощность двигателя 625 квт при напряжении 6000 в. Вал 6 вращается в четырех подшипниках 13 и делает 167 об/мин. Вкладыш каждого подшипника залит баббитом и состоит из четырех частей. Коленчатый вал закрыт кожухом 14. В каждой из обеих полостей цилиндра 1 низкого давления имеются по три радиально расположенных всасывающих 15 и по три нагнетательных 16 клапана кольцевого типа, в полостях цилиндра 2 высокого давления — по два всасывающих 15 и по два нагнетательных 16 клапана, которые обслуживаются через специальные люки 17.

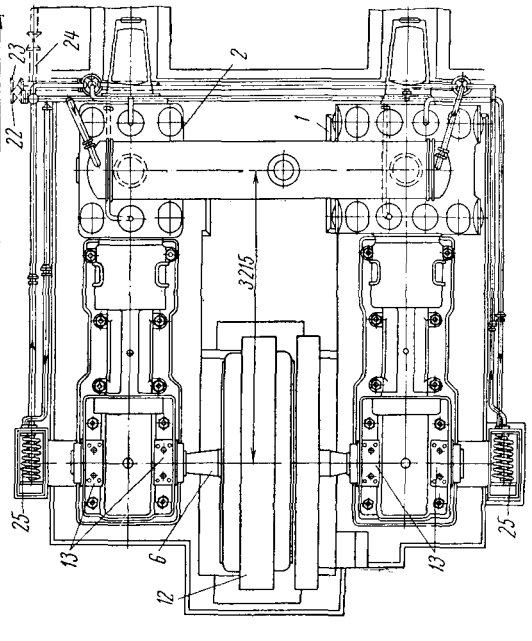
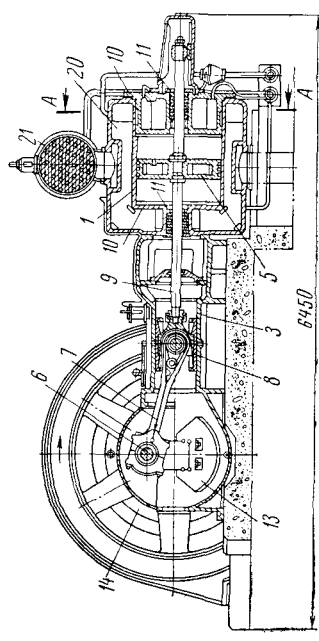
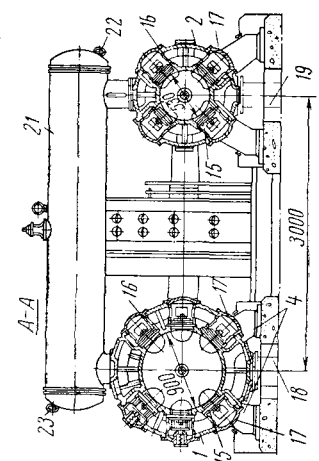


Рис. 118. Компрессор 55-ВМ

Всасывание воздуха в компрессор происходит по трубе 18, а нагнетание сжатого воздуха — по трубе 19.

Производительность компрессора регулируется пружинным регулятором и отжимными приспособлениями, действующими на всасывающие клапаны. Для охлаждения воздуха цилиндры снабжены водяными рубашками 20. Промежуточный холодильник 21 трубчатого типа расположен над цилиндрами 1 и 2. Поверхность охлаждения промежуточного холодильника составляет 61,5 м². Вход охлаждающей воды в компрессор осуществляется через патрубок 22, выход — через патрубок 23, а спуск воды — через патрубок 24. Расход воды 300 л/мин.

Смазка компрессора принудительная и для каждого цилиндра со всеми примыкающими к нему движущимися частями самостоятельная. Смазка каждого цилиндра состоит из двух изолированных

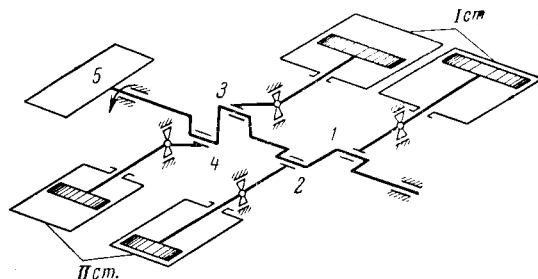


Рис. 119. Схема оппозитного компрессора

систем: 1) смазки цилиндров и сальников; 2) смазки (циркуляционной) механизма движения, т. е. коренных подшипников, вкладышей головок шатуна и направляющих ползуна. Смазка цилиндров и сальников производится поршневым насосом, смазка механизма движения — шестеренным насосом, приводимым в движение от коренного вала компрессора. Масло шестеренным насосом из бака через фильтр и через охлаждаемый водой змеевик 25 подается под избыточным давлением 2—2,5 ат к параллелям ползунов и коренным подшипникам и дальше по сверлениям коленчатого вала — к головке шатуна, а затем к пальцу ползуна. После этого масло собирается в корпусе и снова подается в бак. Поршневой и шестеренный насосы имеют приспособления для ручной подачи масла, что необходимо при пуске компрессора.

Компрессоры 4М10-100/8 Пензенского компрессорного завода, выпускаемые взамен компрессоров 55-ВМ, выполняются на оппозитной многорядной базе. В шифре компрессора обозначено: 4 — количество рядов; М — многорядная база; 10 — величина поршневой силы одного ряда, т*; 100 — производительность компрессора, м³/мин; 8 — конечное избыточное давление, ат.

* Поршневой силой называется сумма действующих на поршень сил давления воздуха в цилиндре, сил инерции движущихся возвратно-поступательно масс и сил трения этих масс.

Кривошипно-ползунные механизмы компрессора расположены по обе стороны вала, причем кривошипы смежных рядов 1 и 2, 3 и 4 сдвинуты на 180° (рис. 119) и имеют взаимно-противоположное движение, чем обеспечивается противоположное направление сил инерции в каждой паре рядов. Противоположное направление и равенство сил инерции обеспечивают хорошую уравновешенность движущихся масс. Скорость вращения двигателя 5 в связи с этим доведена до 500 об/мин и компрессор выполнен без маховика. Благодаря высокой быстроходности компрессор 4М10-100/8 по сравнению с компрессором 55-ВМ имеет меньшие размеры и вес.

На рис. 120 показан разрез по цилиндрам третьего и четвертого ряда. По обе стороны кривошипно-шатунного механизма 1 консольно расположены цилиндры 2 и 3 первой и второй ступеней сжатия. Фонари 4 с ползунами 5 находятся на опорах 6.

Цилиндры I ступени разборные и состоят из трех частей. Поршни пустотелые, причем поршень I ступени сварной, а II ступени — литой. Клапаны 7 прямоточные, круглые. Вода для охлаждения циркулирует в водяных рубашках 8. Промежуточный холодильник располагается над цилиндрами и имеет предохранительный клапан.

Смазка механизма движения осуществляется зубчатым насосом, подающим масло через пластинчатый фильтр и холодильник, смазка цилиндров и сальников — лубрикатором.

Компрессор 4М10-100/8 имеет буферные емкости (цилиндрические сосуды) перед I ступенью и после II ступени сжатия перед последующим (концевым) холодильником, которые необходимы для устранения резонансных явлений, возникающих во всасывающем и нагнетательном трубопроводах в связи с пульсирующим характером движения в них воздуха.

Ротор синхронного электродвигателя закреплен на консоли главного вала. Мощность электродвигателя 630 квт (770 ква), напряжение — 6000 в, скорость вращения — 500 об/мин.

Производительность компрессора регулируется перепуском воздуха из полости сжатия в полость всасывания при помощи байпасов 9. Система регулирования воздействует на клапаны байпасов автоматически. Предусмотрена возможность ручного управления регулированием производительности компрессора.

Угловой компрессор ВП-10/8 имеет производительность $10 \text{ м}^3/\text{мин}$, избыточное давление 8 ат, скорость вращения вала 735 об/мин (рис. 121). Между цилиндром низкого давления (ц. н. д.) 1, расположенным вертикально, и цилиндром высокого давления (ц. в. д.) 2, расположенным горизонтально, размещен промежуточный холодильник 3. Цилиндры двойного действия, причем в каждой рабочей полости ц. н. д. установлены два всасывающих и два нагнетательных клапана, а в полости ц. в. д. — по одному всасывающему и нагнетательному клапану.

Заводом «Борец» разработан ряд угловых двухступенчатых компрессоров производительностью 6, 10, 20, 30, 40 и $60 \text{ м}^3/\text{мин}$ на различные давления.

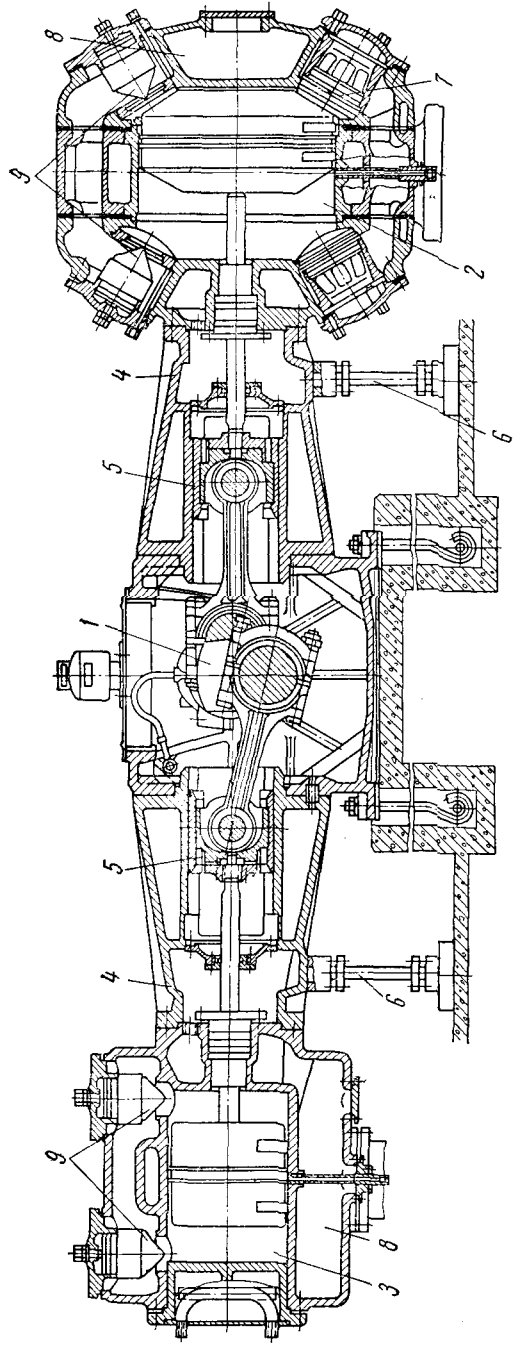


Рис. 120. Разрез по цилиндрам компрессора 4М10-100/8

Передвижные компрессоры, применяемые в шахтных условиях, когда потребление воздуха сравнительно невелико (например, в забое штрека при очень крепких породах и применении в очистных забоях электроэнергии), вместе с двигателями устанавливаются на тележках для перемещения по рельсовым путям шахты.

Компрессор ШВКС-5, используемый как передвижной, имеет четыре цилиндра в двух блоках (рис. 122). Каждый блок состоит из ц. н. д. 1 и ц. в. д. 2, расположенных под углом 75° относительно

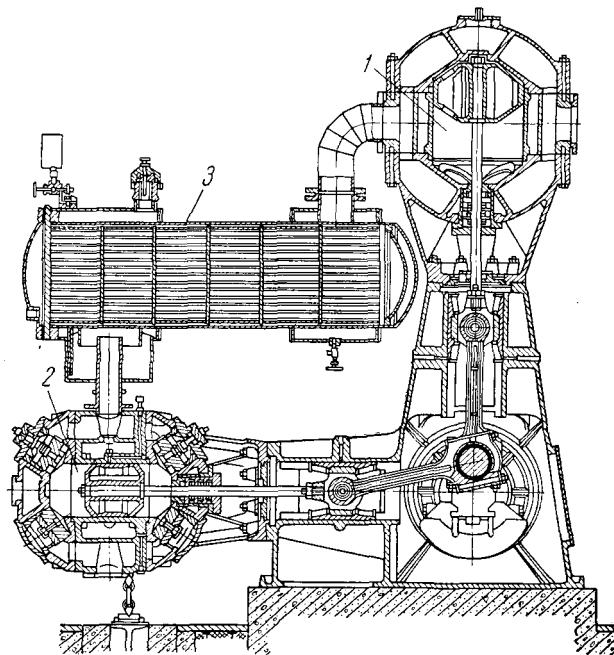


Рис. 121. Компрессор ВП-10/8

друг друга. Цилиндры с ребристой поверхностью и трубчатый промежуточный холодильник имеют воздушное охлаждение с помощью вентилятора 3, приводимого во вращение двумя клиновидными ремнями 4 от вала 5 компрессора. Смазка цилиндров компрессора производится разбрызгиванием масла из корпуса с помощью шатунов 6 с разбрызгивателями. Соединение вала компрессора с валом двигателя производится с помощью эластичной муфты 7. Производительность компрессора $5 \text{ м}^3/\text{мин}$, избыточное давление 7 ат, мощность двигателя 34 квт при напряжении 380/660 в.

Рассмотрим основные детали поршневых компрессоров. Рама-станина отливается из обыкновенного чугуна и является опорной частью компрессора, к которой прикрепляются его цилиндры. Рамы вертикальных компрессоров устраиваются в виде корпуса-картера.

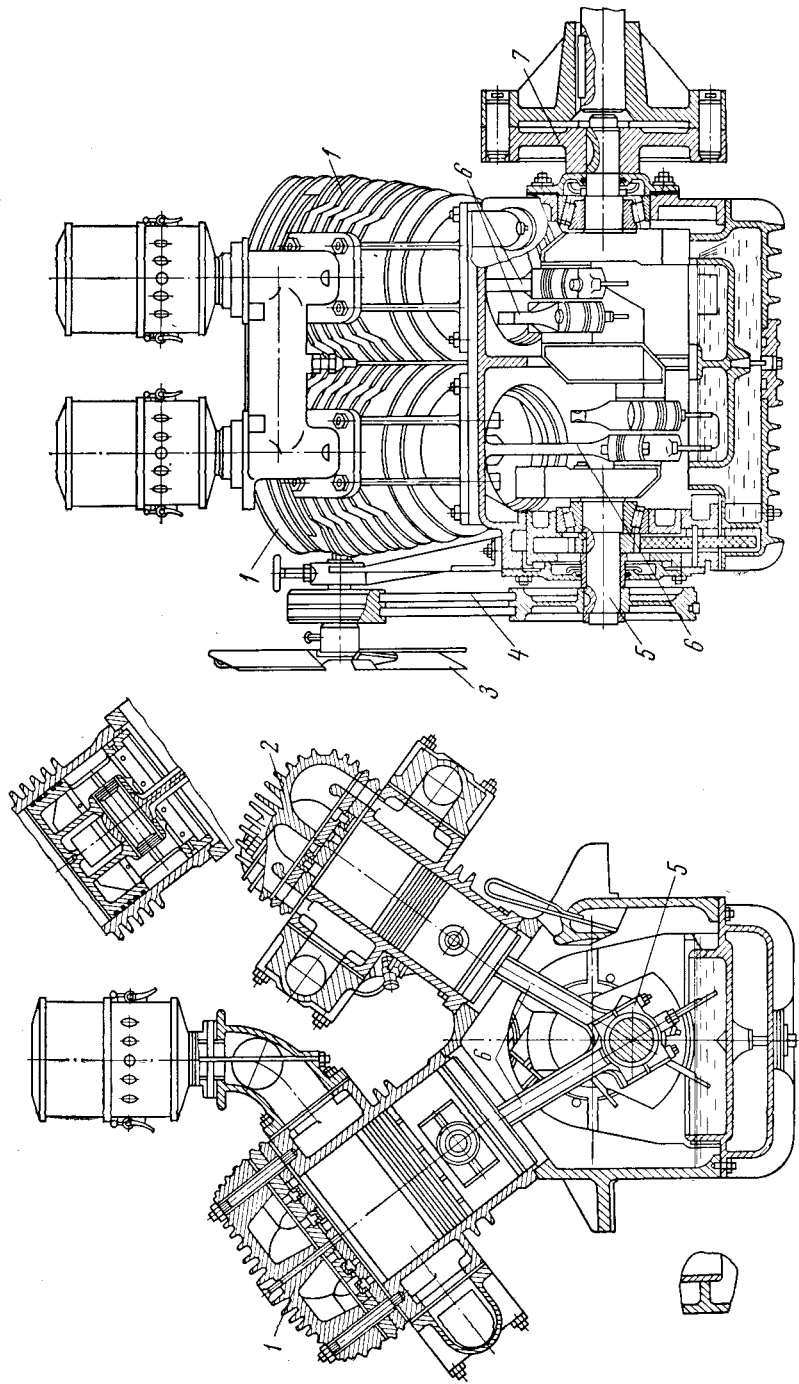


Рис. 422. Компрессор ШВРС-5

Цилиндры низких и средних давлений отливаются из чугуна высокого качества, а высоких давлений многоступенчатых компрессоров — из стали.

Поршни отливаются из чугуна высокого качества. Поршни одноступенчатых компрессоров простого действия выполняются полыми в виде стакана, во внутренней части которого устанавливается палец шатуна, закрепленный в отверстиях стенки поршня. В компрессорах двойного действия применяется дисковый поршень. Для лучшего уплотнения поршня в цилиндре используются пружинящие кольца из серого чугуна, помещаемые в выточках по окружности поршня.

Ползун применяется в кривошипно-шатунных механизмах компрессоров двойного действия. Он соединяется наглухо со штоком поршня, а с шатуном — подвижно с помощью пальца.

Шатун подвижно соединяется одной стороной с ползуном или непосредственно с поршнем, а другой — с валом компрессора. Для регулирования вредного пространства, т. е. зазора между крайним положением поршня и крышкой цилиндра компрессора, шатун изготавливается с разъемной головкой.

Коленчатый вал в зависимости от числа шатунов, приводимых им в движение, имеет одно или несколько колен, расположенных между опорными шейками вала.

Подшипники вала компрессора состоят из двух частей. Обычно нижние основания для вкладышей подшипников отливаются заодно с рамой. Верхняя крышка, удерживающая вкладыши, сидит на шпильках, ввинченных в нижнее основание, и укрепляется гайками.

Маховик нужен для выравнивания хода поршня, обычно он является и шкивом. Если ротор двигателя сидит на валу компрессора, то он выполняет и роль маховика.

Сальник, необходимый для уплотнения штока в отверстии крышки цилиндра компрессора, состоит из буксы, отлитой заодно с крышкой, и нажимной втулки, притягиваемой к буксе шпильками и прижимающей металлическую или хлопчатобумажную набивку к штоку.

Клапаны в компрессорах применяются самодействующие. Основные требования, предъявляемые к клапанам: плотность закрывания; легкость открывания и закрывания; быстрое и бесшумное действие, для чего применяются пружины, действующие на клапан, и ограничивается путь подъема клапана; достаточное сечение, чтобы скорость воздуха при проходе через клапаны не превышала 20—50 м/сек; открывание и закрывание точно в требуемый момент; прочность.

Всасывающий и нагнетательный кольцевые клапаны (рис. 123, а) компрессора 55-ВМ состоят из седла 1, колец 2, пружин 3, стаканов пружин 4, упоров 5, закрепляющего болта 6 с гайкой и шплингом. Клапаны имеют три кольца толщиной от 0,75 до 2,5 мм каждый. Кольца поднимаются на 3—4 мм. Нагрузка на клапан должна быть не менее 0,003—0,005 кгс/см².

В дисковых клапанах круглый диск имеет дуговые вырезы, через которые проходит воздух. Диск прижимается к седлу пружинами.

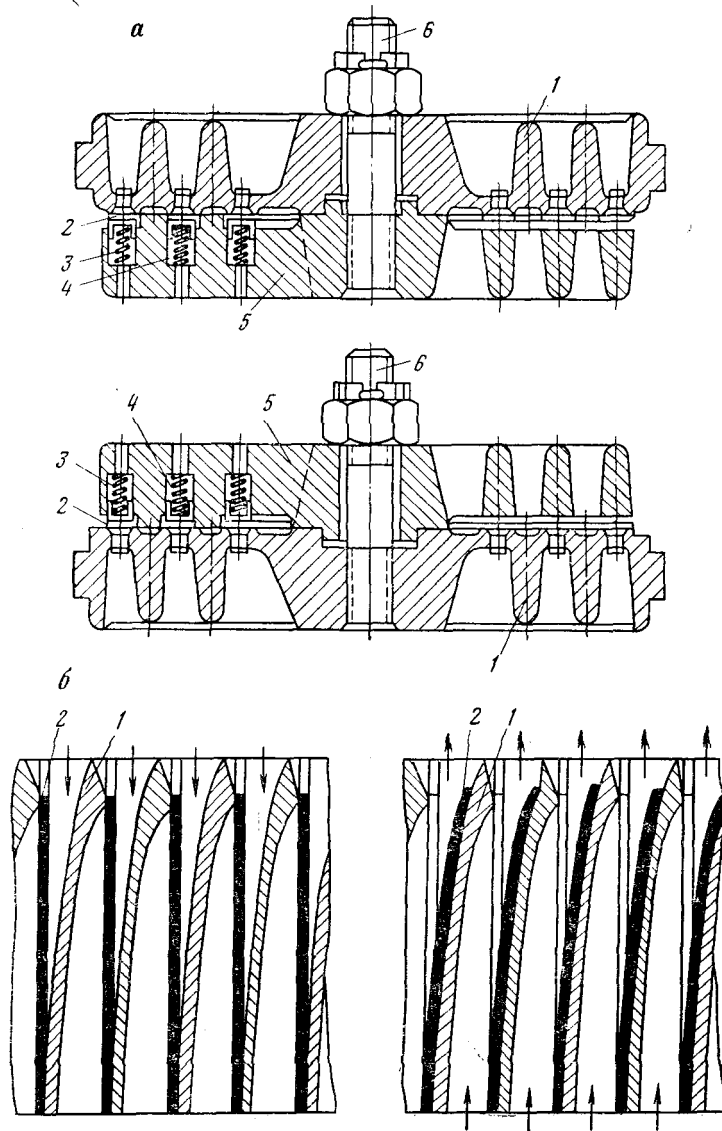


Рис. 123. Клапаны компрессоров:
 а — кольцевые всасывающий и нагнетательный; б — прямочный

В полосовых клапанах седло имеет прямоугольные вырезы, в пазы которых помещены упругие стальные пластинки, изгибающиеся при проходе воздуха.

В этих конструкциях клапанов воздух при проходе через них многократно изменяет направление движения, что приводит к большим потерям. По данным исследований эти потери достигают в двухступенчатом компрессоре 25—30% общей затрачиваемой в нем работы [53].

Желание уменьшить эти потери привело к созданию прямоточных клапанов, которые состоят из седла 1 и примыкающих к нему упругих пластин 2 (рис. 123, б). Когда давление под клапаном больше, чем над ним, пластины отгибаются по профилю седла и пропускают поток воздуха.

Промежуточный холодильник состоит из расположенного горизонтально или вертикально металлического корпуса, в котором имеются латунные или стальные трубки, омываемые с одной стороны водой, а с другой — воздухом, переходящим из одной ступени сжатия в другую. Промежуточные холодильники могут располагаться над цилиндрами, рядом и ниже цилиндров компрессоров. На промежуточном холодильнике установлены манометр, предохранительный клапан, гнездо для термометра и кран для спуска конденсата.

В компрессорной установке обязательно наличие автоматической сигнализации или автоматического отключения компрессора при перерыве в подаче или резком уменьшении количества охлаждающей воды.

Регулирование производительности компрессора производится с целью поддержания постоянного давления в воздухопроводной сети, что необходимо для нормальной работы потребителей сжатого воздуха. При работе без регулирования, если расход сжатого воздуха больше производительности компрессоров, давление в воздухопроводной сети падает, при обратном явлении давление возрастает.

Регулирование подачи сжатого воздуха в воздухопроводную сеть может быть осуществлено автоматически: 1) выпуском в атмосферу из воздухоборника через клапан излишнего количества воздуха; 2) выключением компрессорного двигателя при превышении давления в воздухопроводной сети над установленным; 3) регулированием производительности компрессора путем изменения скорости вращения его вала; кроме того, регулирование подачи сжатого воздуха возможно регулированием производительности компрессора при постоянной скорости вращения вала путем: а) открывания всасывающих клапанов при всасывающем и при нагнетательном ходах поршня; б) перепуска воздуха из полости сжатия в полость всасывания; в) увеличения вредного пространства; г) закрывания всасывающей трубы.

Все способы, за исключением третьего, позволяют только снизить подачу воздуха в воздухопроводную сеть, и, следовательно, при них нормальная производительность компрессора должна соот-

ветствовать максимальному расходу воздуха потребителями. Первый способ неэкономичен, второй — применяется в компрессорах небольшой производительности, третий — в компрессорах, приводимых в действие паровыми машинами, четвертый — в компрессорах с двигателями переменного тока.

При регулировании производительности компрессоров путем автоматического открывания (отжима) всасывающих клапанов осуществляется длительное сообщение цилиндров компрессоров I ступени сжатия с атмосферой и цилиндров последующих ступеней с промежуточным холодильником. На рис. 124 показана индикаторная диаграмма I ступени компрессора при таком регулировании.

Работа пружинного регулятора (рис. 125, а) компрессора 55-ВМ и отжимного устройства клапана (рис. 125, б) происходит следующим образом.

Воздух из воздухоборника поступает к каналу 1, действуя на клапан 2. Если давление в воздухопроводной сети станет выше установленного, то поршень 3 под давлением сжатого воздуха, преодолевая силу пружины 4, поднимется и откроет доступ воздуху через отверстие 5 к поршню 6 отжимного устройства. Поршень 6, сжимая пружину 7, опустится вниз и пальцы вилки 8 отожмут кольца всасывающих клапанов. При падении давления в воздухопроводной сети поршень 3 опускается под действием пружины 4 и, закрывая канал 1, соединит трубопровод отжимного устройства с атмосферой, пружина 4 вернет вилку в исходное положение и регулирование прекратится.

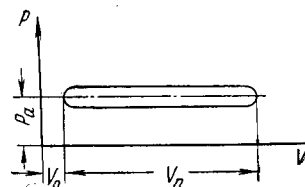


Рис. 124. Индикаторная диаграмма при регулировании компрессора открыванием всасывающих клапанов

При пуске компрессора в ход вхолостую для включения отжимного устройства используется рукоятка 9, поднимающая поршень 3 вверх. В компрессорах с цилиндрами двойного действия при двух описанных регуляторах регулирование будет трехступенчатым (100, 50 и 0% нормальной производительности). При этом сжатый воздух из воздухоборника (рис. 126) по трубе 1 подводится к регуляторам 2 и 3, действующим поочередно. С помощью первого регулятора отжимаются всасывающие клапаны 4 ц. н. д. 5 и всасывающие клапаны 6 ц. в. д. 7 и потому производительность компрессора становится равной 50% нормальной. Действие второго регулятора вызывает отжим всасывающих клапанов 8 и 9 и производительность компрессора снижается до 0.

Следует отметить, что при описанном способе регулирования двухступенчатых поршневых компрессоров отжим всасывающих клапанов должен происходить одновременно в двух ступенях. При несоблюдении этого условия нарушается пропорциональность снижения производительности в ступенях и происходит перераспределение степени сжатия в цилиндрах. В цилиндре, в котором отжим всасывающего клапана по какой-либо причине не произошел, степень

Поэтому на шахтах таким способом регулирования не пользуются, а отключают регуляторы и устанавливают клапаны, выпускающие

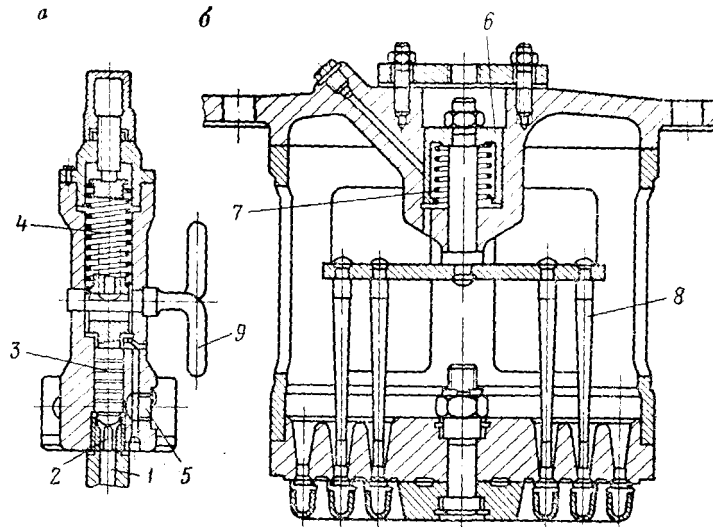


Рис. 125. Пружинный регулятор (а) и отжимное устройство клапана (б)

при достижении опасного давления воздух в атмосферу. Такие клапаны ставятся на промежуточном холодильнике, за ц. в. д. и на воздухоборнике.

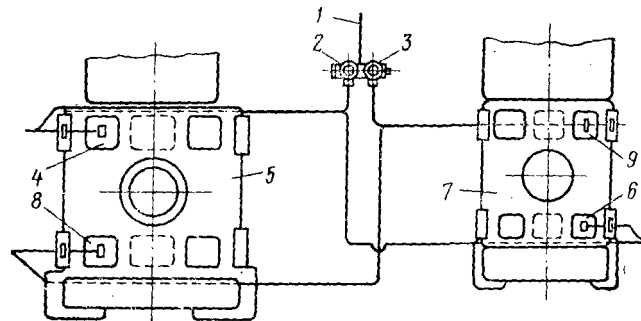


Рис. 126. Схема трехступенчатого регулирования компрессора отжимом всасывающих клапанов

В компрессорах 4М10-100/8 применено пятиступенчатое регулирование производительности (100, 75, 50, 25 и 0%) перепуском воздуха из полости сжатия в полость всасывания (того же цилиндра) при помощи специальных клапанов-байпасов 1, 2 и 3, установленных в цилиндрах (рис. 127).

Трехходовые электромагнитные клапаны КЭТ соединяют байпасы либо с воздухоотборником *Вс*, либо с атмосферой, причем байпасы соответственно закрываются или открываются.

Импульс на срабатывание электромагнитных клапанов дается электроконтактным манометром, установленным на общем воздухопроводном коллекторе компрессорной станции.

Когда потребление воздуха из сети соответствует производительности компрессорной станции, воздух из воздухоотборника через электромагнитные клапаны поступает к байпасам 1, 2 и 3, удерживая их в закрытом состоянии. Производительность компрессора равна

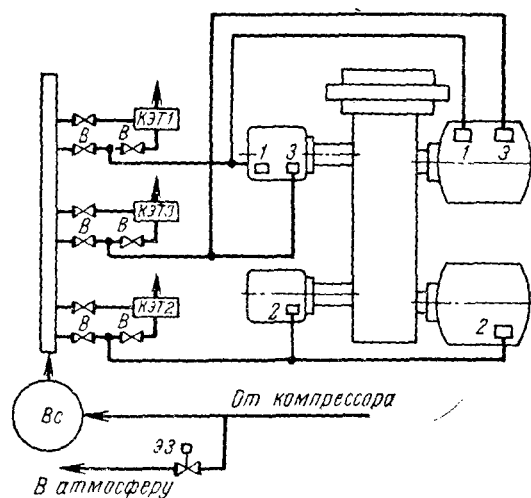


Рис. 127. Схема регулирования компрессора перепуском воздуха из нагнетательной во всасывающую полость

100%. При росте давления в сети подаются последовательно импульсы на электромагнитные клапаны *КЭТ1*, *КЭТ2* и *КЭТ3*, которые открывают соответствующие пары байпасов 1, 2 и 3. При этом в той же последовательности отключаются из восьми рабочих полостей две, четыре, шесть полостей и производительность компрессора становится равной соответственно 75, 50 и 25% нормальной.

При дальнейшем росте давления сигнал подается на задвижку *ЭЗ* с электроприводом, которая, открывшись, соединяет нагнетательный трубопровод с атмосферой. Производительность компрессора становится равной нулю.

При снижении давления в сети все операции повторяются в обратной последовательности.

Регулирование может быть принудительным путем включения электромагнитов тумблерами на щите управления или вентилей *В*.

При регулировании производительности компрессора путем автоматического увеличения вредного пространства осуществляется

сообщение цилиндра с дополнительными объемами вредного пространства, расположенными в отливке цилиндра компрессора.

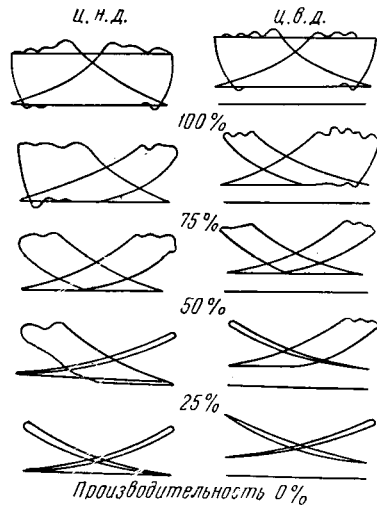


Рис. 128. Индикаторные диаграммы при регулировании компрессора изменением величины вредного пространства

На рис. 128 показаны индикаторные диаграммы двухступенчатого компрессора двойного действия при этом способе регулирования. Включение каждого из четырех дополнительных вредных пространств снижает производительность компрессора на 25%.

При регулировании производительности компрессора автоматическим закрыванием всасывающей трубы осуществляется разобщение цилиндра компрессора I ступени с атмосферой при помощи регулятора. Такие регуляторы имеют недостатки и распространения не получили.

Характеристика поршневого компрессора. Теоретическая характеристика поршневого компрессора — зависимость между теоретической производительностью V_T и давлением p — пред-

ставляет собой прямую линию I (рис. 129). В силу различных причин (см. гл. I, § 1) действительная производительность компрессора меньше теоретической, причем потери производительности все более увеличиваются с ростом конечного давления.

Действительная характеристика поршневого компрессора изобразится линией II, начало которой не совпадает с началом линии I, что объясняется наличием вредного пространства.

Действительную характеристику компрессора можно построить по его индикаторной диаграмме [54]. На диаграмме (рис. 130) обозначены атмосферное давление всасываемого воздуха $p_{вс}$, давление в промежуточном холодильнике $p_{пр}$, давление на выходе из второй ступени p_2 и соответствующие им абсциссы индикаторной диаграммы $A_{вс}$, $A_{пр}$, A_2 . При снятии индикаторной диаграммы записываются температуры атмосферного воздуха у фильтра компрессора $T_{вс}$ и на выходе из ц. н. д. T_1 и ц. в. д. T_2 .

Далее определяется количество воздуха $V_{вс}$, всасываемого компрессором, и пересчитанные на условия всасывания количество воз-

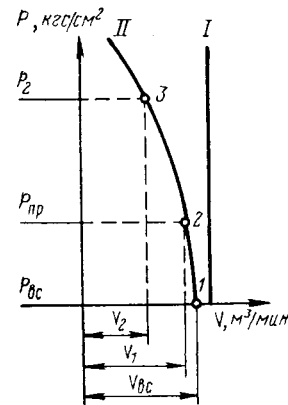


Рис. 129. Характеристика поршневого компрессора

духа V_1 , поступающего в промежуточный холодильник, и V_2 на выходе из цилиндра высокого давления:

$$V_{вс} = A_{вс} \mu_V n; \quad (151)$$

$$V_1 = \frac{T_{вс}}{T_1} \cdot \frac{p_{пр}}{p_{вс}} A_{пр} \mu_V n; \quad (152)$$

$$V_2 = \frac{T_{вс}}{T_2} \cdot \frac{p_2}{p_{вс}} A_2 \mu_V n, \quad (153)$$

где μ_V — масштаб индикаторной диаграммы по оси объемов, м³/см;
 n — скорость вращения двигателя, об/мин.

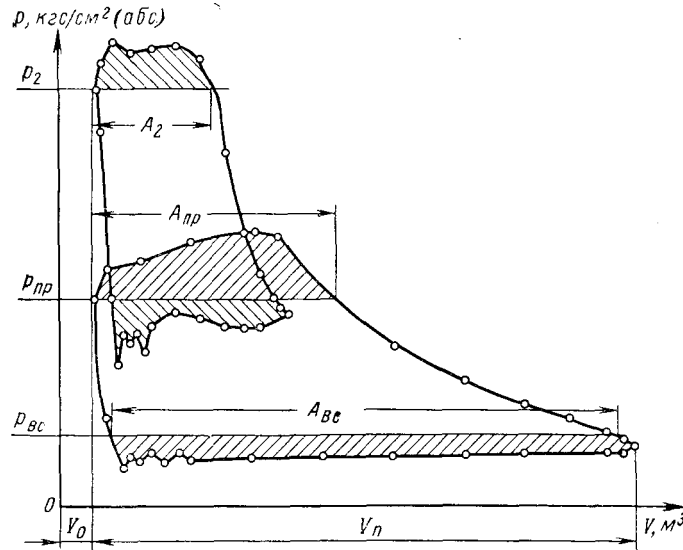


Рис. 130. Индикаторная диаграмма к построению характеристики компрессора

Для компрессоров двойного действия результаты вычислений удваиваются.

Имея $V_{вс}$, V_1 , V_2 и соответствующие им значения $p_{вс}$, p_1 и p_2 , получаем точки 1, 2 и 3 (см. рис. 129). Линия, соединяющая эти точки, является действительной характеристикой поршневого компрессора.

Для сравнения компрессоров, работающих в различных условиях, их характеристики необходимо привести к нормальным условиям, для чего производится пересчет $V_{вс}$, V_1 и V_2 по формуле (132).

Действительная характеристика компрессора позволяет судить о его техническом состоянии. Эти характеристики имеют большое значение при установлении режима работы как одного компрессора, так и нескольких компрессоров на общую воздухопроводную сеть (см. гл. IV).

Преимущества поршневых компрессоров: надежны в работе, имеют большой срок службы и высокий к. п. д.; хорошо работают параллельно на общий воздухопровод; могут развивать большее давление.

Недостатки: небольшая скорость вращения вала, в связи с чем необходимы тихоходные двигатели, а при быстроходных двигателях — передача между валом компрессора и двигателем; большие размеры и вес, требующие больших фундаментов; сравнительно ограниченная производительность; неравномерная подача сжатого воздуха в сеть в связи с возвратно-поступательным движением поршня; наличие воздухораспределительных клапанов, которые могут нарушать работу компрессоров.

§ 2. ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

В последние годы в горной промышленности получают распространение винтовые компрессоры, которые, как и поршневые, относятся к группе объемных машин.

Винтовой компрессор (рис. 131) состоит из корпуса *1* со всасывающим и нагнетательным патрубками, ведущего *2* и ведомого *3* винтовых роторов с шестернями связи *4*. Воздух из всасывающего патрубка поступает в винтовые каналы между роторами и корпусом. В определенный момент вращения эти заполненные воздухом полости сначала изолируются от всасывающего патрубка, а затем зубцы одного ротора постепенно заполняют впадины другого ротора, в связи с чем уменьшается объем воздуха в канале. Воздух во впадине *II* ротора *3* начинает сжиматься благодаря тому, что зубец *I* ротора *2* постепенно заполняет эту впадину. Сжатие воздуха продолжается до соединения заполненной воздухом полости с выхлопным окном, показанным на рис. 131 пунктиром.

Так как при работе винтового компрессора роторы не соприкасаются между собой и корпусом, то смазка в рабочее пространство компрессора не подается. Шестерни связи необходимы для поддержания постоянного зазора между роторами.

Благодаря большой скорости вращения роторов (3000 об/мин и более) процесс сжатия происходит настолько быстро, что величина утечек воздуха невелика.

Давление воздуха в конце сжатия в винтовом канале не зависит от величины давления в нагнетательном патрубке и определяется только конструкцией роторов и расположением выхлопного окна.

На рис. 132 показана зависимость давления воздуха в одной из полостей компрессора от ее объема, где обозначено: *1—2* — всасывание; *2—3* — сжатие; *3—4* — выталкивание сжатого воздуха. Эта диаграмма соответствует периоду, когда давление в полости в момент соединения ее с выхлопным окном равно давлению воздуха в нагнетательном патрубке.

Если давление в нагнетательном патрубке выше номинального, то перед выталкиванием происходит изохорное дожатие воздуха

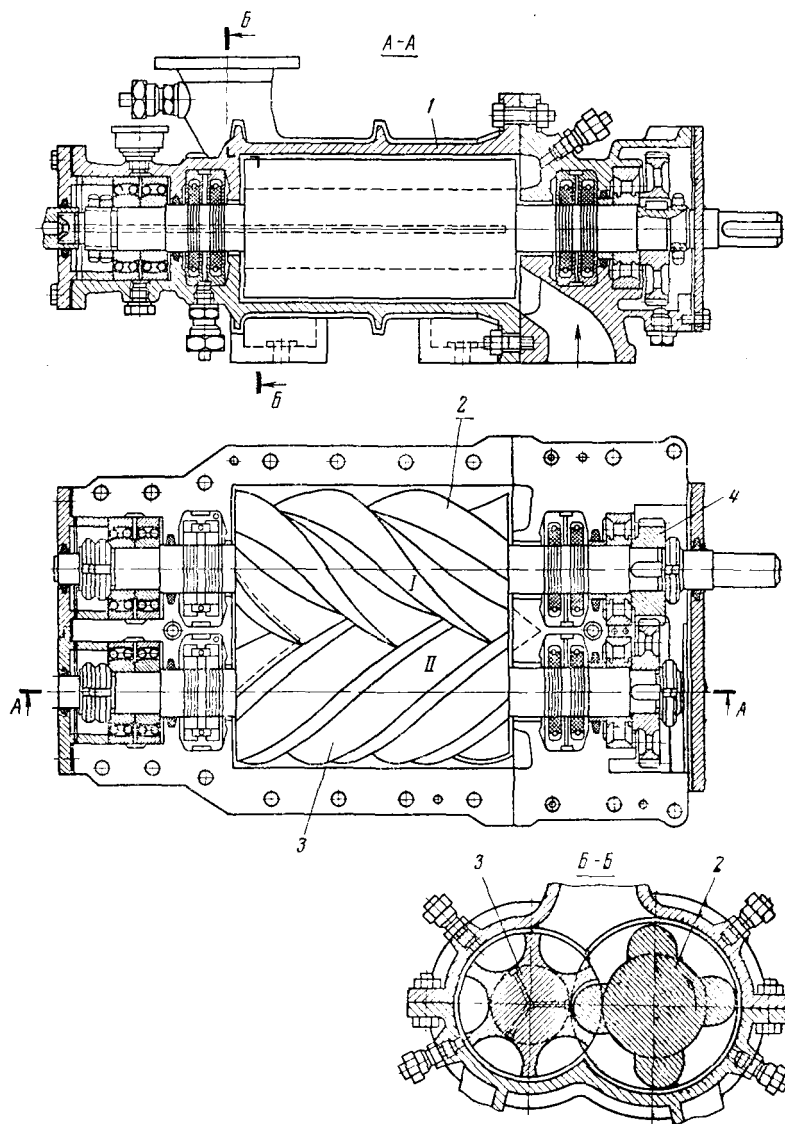


Рис. 131. Винтовой компрессор

в полости за счет обратного течения сжатого воздуха из нагнетательного трубопровода (линия 3—5). При этом работа при той же степени повышения давления будет больше, чем работа поршневого компрессора с клапанным воздухораспределителем, на величину площади 3—5—6—3.

Если давление в нагнетательном патрубке ниже номинального, то в начале выталкивания происходит изохорное расширение воздуха из полости (линия 3—7) и потому работа превышает работу поршневого на величину площади 3—7—8—3. Когда винтовой компрессор работает на выхлоп (в атмосферу), работа определится площадью 2—3—9—2.

Действительная производительность винтового компрессора

$$V_{\text{мин}} = \alpha_n l z n (F_1 + F_2), \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (154)$$

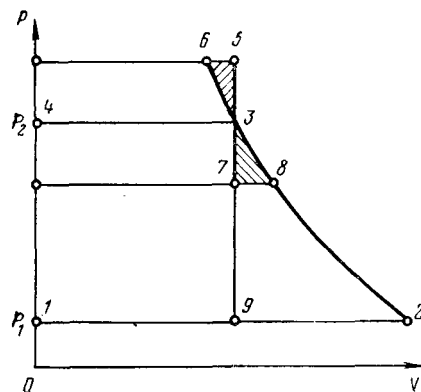


Рис. 132. Диаграмма винтового компрессора

где α_n — коэффициент подачи, равный 0,85—0,95;

l — длина винтового канала;

z и n — соответственно число каналов и скорость вращения ведущего ротора;

F_1 и F_2 — площади поперечного сечения винтовых каналов соответственно ведущего и ведомого роторов.

Показатель процесса сжатия воздуха в этих компрессорах примерно соответствует показателю адиабаты. В то же время общий к. п. д. их довольно высок ($\eta_{\text{к. ад}} = 0,8 \div 0,85$).

Степень сжатия в одной ступени не превышает 4,5—5, поэтому при более высоких давлениях применяются двухступенчатые винтовые компрессоры.

Производительность таких компрессоров регулируется изменением скорости вращения и дросселированием воздуха на всасывании.

Преимуществами винтовых компрессоров являются: малый вес и размеры; динамическая уравновешенность; отсутствие паров масла в сжатом воздухе; долговечность и надежность в работе; равномерная подача воздуха.

К недостаткам винтовых компрессоров относятся: высокая точность обработки роторов и, следовательно, высокая стоимость компрессора; большой шум при неблагоприятном спектре его частот; неэкономичность работы при отклонении давления сжатого воздуха за компрессором от номинального.

§ 3. ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

В отличие от поршневых и винтовых компрессоров увеличение давления воздуха в турбокомпрессорах происходит за счет динамического воздействия на его поток лопаток вращающегося рабочего колеса.

Турбокомпрессоры бывают центробежные и осевые. Так как осевые турбокомпрессоры в горной промышленности применения не нашли (степень сжатия не более 3—4, резкое снижение к. п. д. при отклонении режима работы от оптимального), ниже будут рассмотрены только центробежные.

В турбокомпрессоре (рис. 133) воздух поступает по всасывающему трубопроводу в рабочее колесо 1, закрепленное на валу 2. При вращении вала и колеса лопатки 3, взаимодействуя с потоком воздуха,

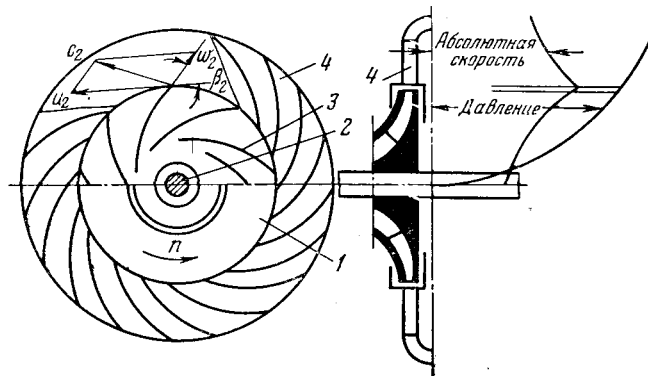


Рис. 133. Секция турбокомпрессора и распределение в ней скорости и давления

повышают его кинетическую энергию. Из колеса воздух попадает в диффузор 4, где кинетическая энергия потока частично преобразовывается в потенциальную. На рисунке показано изменение скорости и давления в одной секции турбокомпрессора, состоящей из рабочего колеса и диффузора.

Так как в одноколесной турбомашине сжатие воздуха может быть произведено до сравнительно небольшого давления, то турбокомпрессоры для получения требуемого давления имеют несколько последовательно соединенных рабочих колес.

Основными деталями турбокомпрессоров являются корпус, ротор, диафрагмы, подшипники и промежуточные холодильники.

Корпус литой, чугунный, разъемный в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Ротор компрессора (рис. 134) состоит из кованого стального вала 1, на котором насажены рабочие колеса 2, разгрузочный поршень (думмис) 3 и опорный диск 4. С уменьшением объема воздуха после сжатия в ступенях турбокомпрессора диаметр или ширина колес уменьшается в направлении от всасывающей стороны

к нагнетательной. Рабочее колесо закрытого типа, выполнено из высококачественной стали и состоит из двух дисков, к которым при помощи заклепок крепятся загнутые назад стальные штампованные лопатки коробчатого или z-образного сечения.

В турбокомпрессорах применяется гибкий вал, т. е. вал, номинальная скорость вращения которого выше его критической скорости.

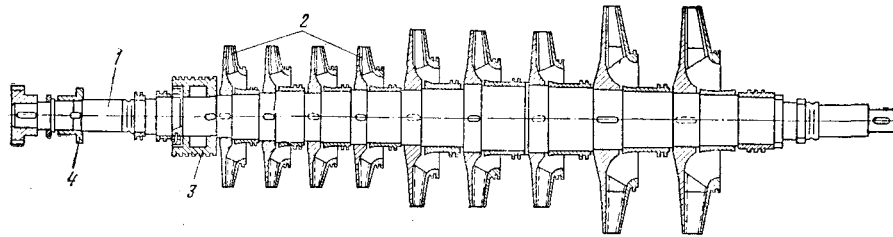


Рис. 134. Ротор турбокомпрессора

В корпусе монтируются диафрагмы, разделяющие отдельные ступени. В диафрагме расположены каналы направляющего аппарата (рис. 135). Направляющий аппарат состоит из диффузора 1 и обратного направляющего аппарата 2. В диффузоре происходит преобразование кинетической энергии потока, выходящего из рабочего

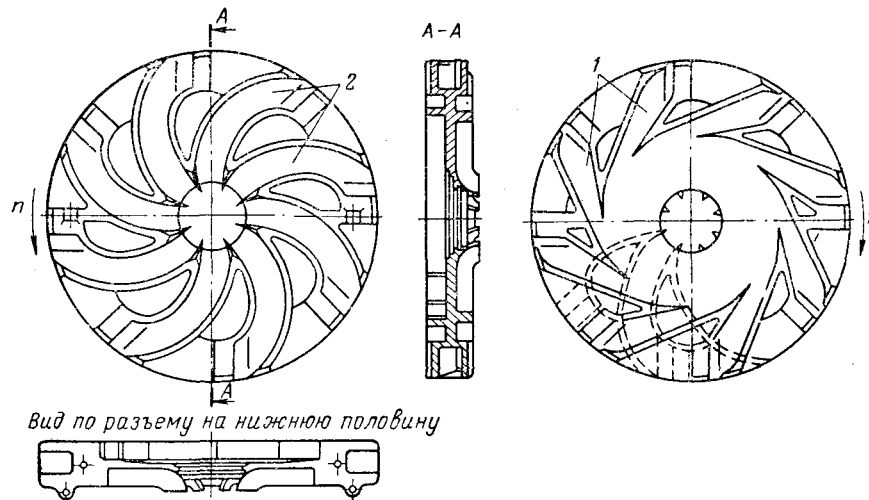


Рис. 135. Диафрагма турбокомпрессора

колеса, в энергию давления, в направляющем аппарате — раскручивание воздушного потока и направление его в следующее рабочее колесо. На рисунке стрелками показано направление вращения ротора.

В турбокомпрессорах применяются лопаточные диффузоры. В последних ступенях турбокомпрессора иногда используются безло-

паточные диффузоры для получения более пологих характеристик и расширения области промышленного использования турбокомпрессора.

Для уравнивания осевого усилия, действующего на рабочие колеса, в турбокомпрессорах имеется разгрузочный поршень, устанавливаемый на валу за последним рабочим колесом. Так как разгрузочный поршень полностью не уравнивает осевого усилия, то дополнительно в турбокомпрессоре применяется упорный подшипник с качающимися сегментами, принцип действия которого основан на создании масляного клина между вращающимся опорным диском ротора и упорными поверхностями сегментов подшипника. Подшипник автоматически регулируется в соответствии с осевым усилием, действующим на ротор при различных условиях работы турбокомпрессора.

Для уменьшения утечек воздуха через неплотности в турбокомпрессоре имеются лабиринтовые уплотнения, состоящие из металлических ребер — гребешков, разделяющих зазор на ряд отдельных полостей с большим сопротивлением проходу воздуха.

Действительное давление p_2 , создаваемое компрессором вследствие потерь от ударов при входе и выходе воздуха, от трения о лопатки, потерь в направляющем аппарате, меньше теоретического p_T . Манометрический к. п. д. компрессора — отношение p_2 к p_T — колеблется в пределах 0,7—0,8.

Предел степени сжатия в одной ступени турбокомпрессора устанавливается допустимой окружной скоростью рабочих колес.

Действительное давление, создаваемое одним колесом турбокомпрессора, $p_{2\text{изб}} = 0,055 u_2^2$. При окружной скорости на периферии колеса $u_2 = 300 \div 450$ м/сек, $p_{2\text{изб}} = 0,5 \div 1,1$ ат. Степень сжатия в одной ступени турбокомпрессора $\varepsilon = 1,5 \div 2,1$.

Число ступеней сжатия (колес) z , необходимое для получения требуемого давления воздуха, определяется следующим образом.

Если начальное абсолютное давление воздуха p_1 (ат), то давление воздуха по выходе из z ступеней

$$p_2 = \varepsilon^z p_1, \quad (155)$$

а следовательно,

$$z = \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \varepsilon}. \quad (156)$$

Для получения конечного давления воздуха $p_2 = 9$ ат потребное число последовательно соединенных рабочих колес $z = 6$.

Между производительностью турбокомпрессора V и развиваемым им давлением $p_{\text{изб}}$ при определенной скорости вращения n вала существует зависимость, устанавливаемая по характеристике 1 турбокомпрессора (рис. 136). На этом же рисунке показана кривая 2 к. п. д. турбокомпрессора, а также характеристики турбокомпрессора при $n_2 < n < n_1$.

По кривой характеристики турбокомпрессора наибольшему давлению p_k соответствует определенная производительность V_k . Эти давление и производительность называются критическими. При снижении производительности по сравнению с V_k наступает явление помпажа — неустойчивой работы турбокомпрессора, которое выражается в периодическом прекращении подачи воздуха, сопровождающимся обратным движением воздуха и резким сотрясанием трубопровода и машины от закрывания обратного клапана и воздушных ударов.

Режим работы турбокомпрессора, т. е. определенное значение производительности, давления и к. п. д. при скорости вращения n вала турбокомпрессора определяется по точке I пересечения харак-

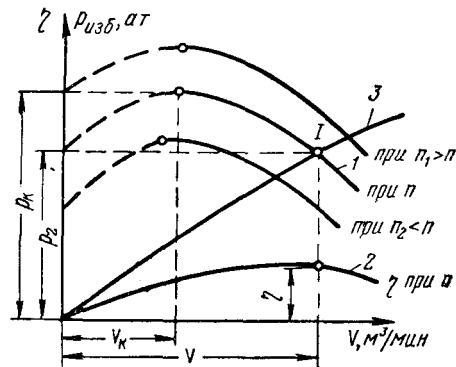


Рис. 136. Режим работы турбокомпрессора

теристики I турбокомпрессора и характеристики 3 воздухопровода (см. гл. IV).

Мощность двигателя для турбокомпрессора определяется по формуле (135). Для турбокомпрессоров, работающих с охлаждением воздуха, расчет ведут по изотермическому сжатию, причем изотермический к. п. д. принимают $\eta_{к.из} = 0,56 \div 0,7$ при конечном избыточном давлении сжатия 6—8 ат.

Хабаровским заводом «Энергомаш» изготавливаются применяемые в горной промышленности турбокомпрессоры, данные о которых приведены в табл. 13.

Корпуса этих турбокомпрессоров чугунные с горизонтальным и вертикальным разъемами. Заодно с корпусом компрессора отлиты корпуса подшипников, опирающиеся на чугунные фундаментные рамы. Ротор компрессора имеет шесть рабочих колес. Секции турбокомпрессора неохлаждаемые. Для охлаждения применяется один или два промежуточных холодильника, смонтированные в одном корпусе. В качестве привода в этих турбокомпрессорах использован синхронный двигатель, причем требуемая скорость вращения вала достигается при помощи повышающего редуктора. Валы компрессора, редуктора и двигателя соединяются зубчатыми муфтами.

На рис. 137 показана установка с турбокомпрессором К 250-61, а на рис. 138 — продольный разрез турбокомпрессора.

На рис. 139 показаны характеристики турбокомпрессоров завода «Энергомаш».

Турбокомпрессоры выпускаются также Невским машиностроительным заводом им. В. И. Ленина для металлургической (производительностью $V = 2450 \div 6900$ м³/мин при давлении $p_2 = 4,5 \div 5,3$ ат) и химической ($V = 85 \div 1675$ м³/мин; $p_2 = 3,3 \div 42$ ат)

Таблица 13

Технические характеристики турбокомпрессоров

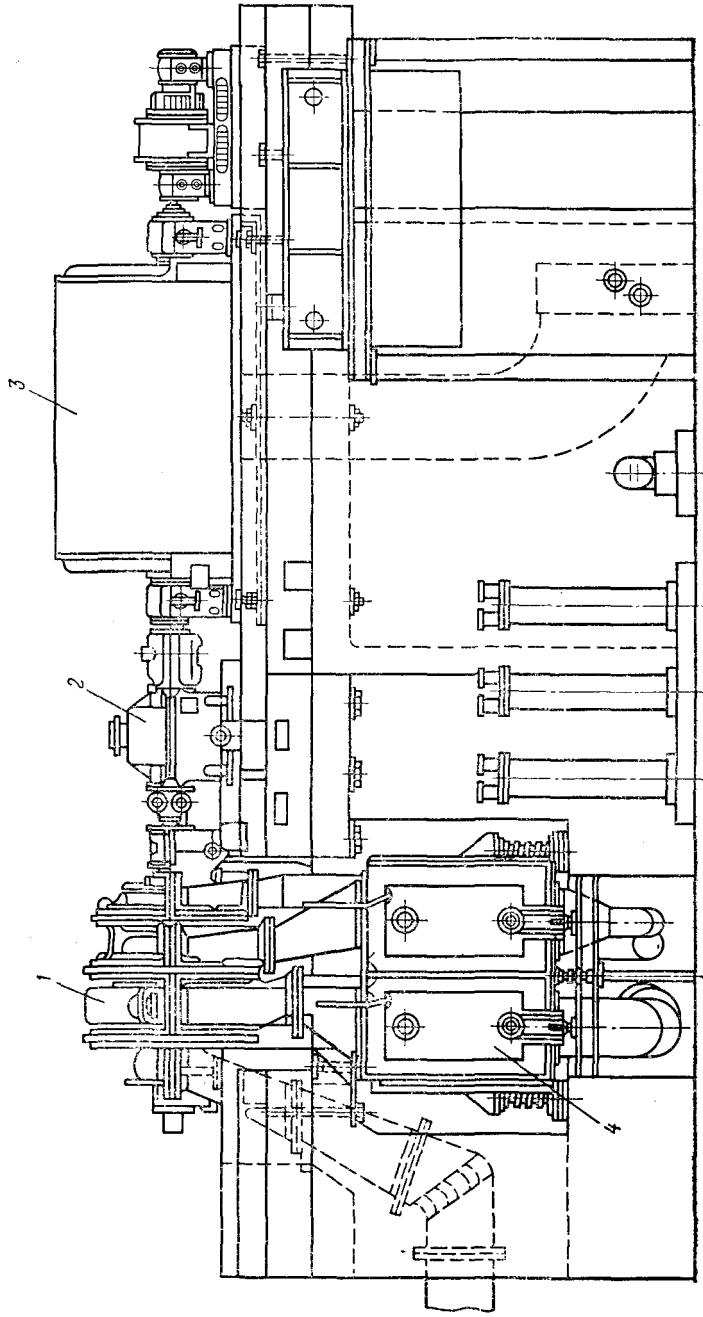
Компрессор	Номинальный режим работы				Редуктор	Привод			
	объемная производи- тельность при услови- ях всасывания, м ³ /мин	конечное абсолютное давление, ат	скорость вращения, об/мин	потребляемая мощ- ность, кВт		электро- двигатель	номинальная мощ- ность, кВт	скорость вращения, об/мин	напряжение, в
К 250-61-1	250	9	11 230	1500	Р- $\frac{1500}{3,74}$	СТМ-1500-2	1750	3000	6 000
К 250-61-2	225	9	10 920	1470	Р- $\frac{1500}{3,64}$	СТМ-1500-2 СТМ-2000-2	1750 2000	3000 3000	6 000 10 000
К 350-62-1	370	7,35	8 615	1850	Р- $\frac{2000}{2,87}$	СТМ-2500-2М	2500	3000	6 000
К 500-61-1	525	9	7 636	3000	Р- $\frac{3000}{2,55}$	СТМ-3500-2	3500	3000	6 000
К 500-61-2	510	7,5	7 455	2650	Р- $\frac{2700}{2,48}$	СТМ-3500-2	3500	3000	6 000

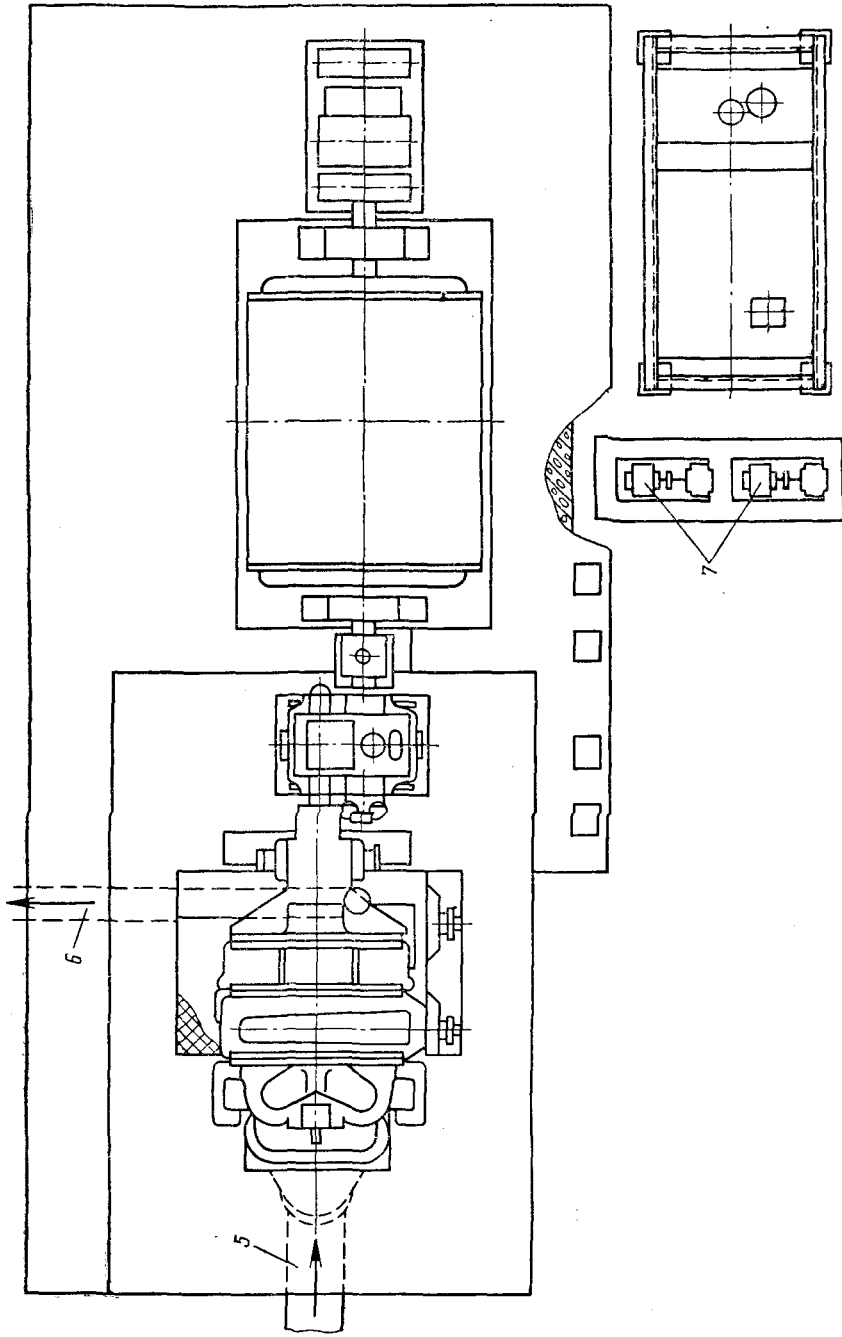
промышленности, а также общего назначения ($V = 345 \div 3200$ м³/мин; $p_2 = 6,6 \div 14$ ат).

Из возможных способов регулирования режима работы турбокомпрессоров для поддержания требуемой производительности (дросселированием воздуха во всасывающем патрубке, изменением скорости вращения вала компрессора, поворотом рабочих или направляющих лопаток, выпуском части сжатого воздуха в атмосферу) в настоящее время применяется первый способ.

Система регулирования турбокомпрессоров Невского машиностроительного завода им. В. И. Ленина состоит из противоомпажной защиты и регулятора давления.

Противоомпажная защита (рис. 140) имеет струйный регулятор РСНБ, гидравлический сервомотор и выпускной клапан. В струйном регуляторе чувствительными элементами являются вялая мембрана 1, разность давления с обеих сторон которой устанавливается перепадом давления на измерительной диафрагме, смонтированной во всасывающем трубопроводе, и сильфонная измерительная система 2, соединенная с нагнетательным трубопроводом турбокомпрессора. Эти элементы действуют своими толкателями на поводок сопловой трубки 3 струйного реле в противоположных направлениях. К трубке 3, поворачивающейся вокруг оси 4, подводится масло от





1 — турбокомпрессор; 2 — редуктор; 3 — двигатель; 4 — промежуточные холодильники; 5 и 6 — патрубки, соответственно всасывающий и нагнетательный; 7 — масляный насос.

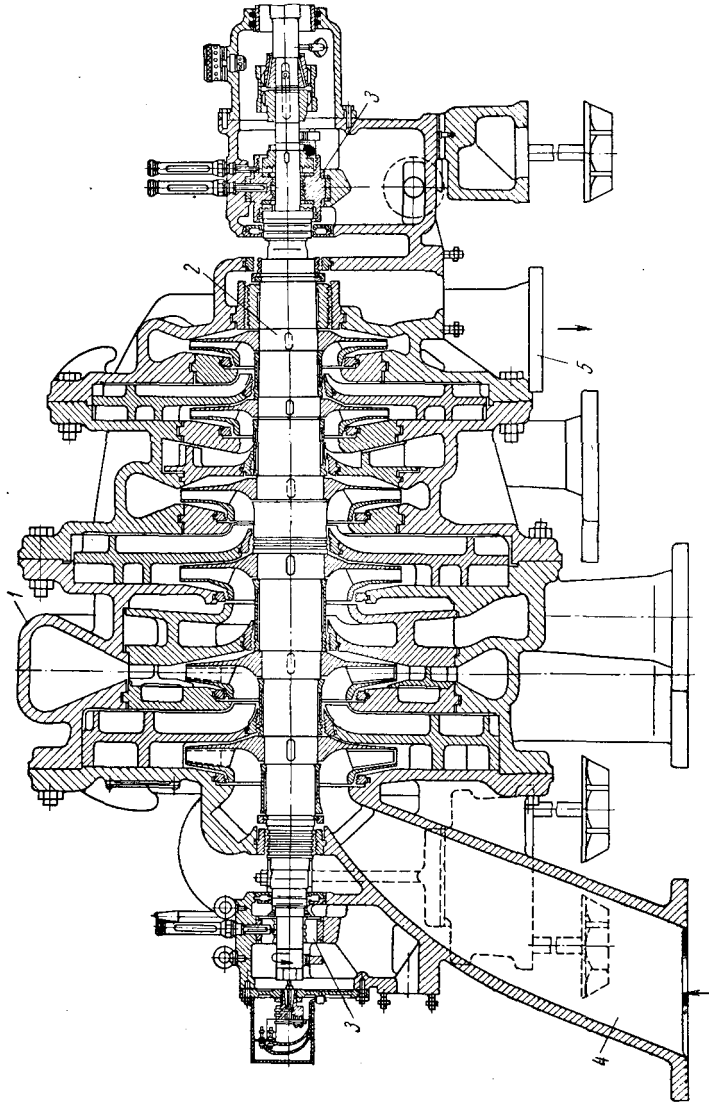


Рис. 138. Продольный разрез турбокомпрессора К 250-61-2:
1 — корпус; 2 — ротор; 3 — подшипники; 4 и 5 — всасывающий и нагнетательный патрубки.

общей системы маслоснабжения. Масло вытекает из сопла с большой скоростью и в зависимости от положения трубки попадает или в одно из отверстий сопловой насадки 5, или в оба отверстия одновременно.

Усилия, определяющиеся величинами объема воздуха, всасываемого турбокомпрессором, и давления в нагнетательном трубопроводе обеих чувствительных элементов регулятора действуют на поводок и этим определяют положение струйной трубки. При прибли-

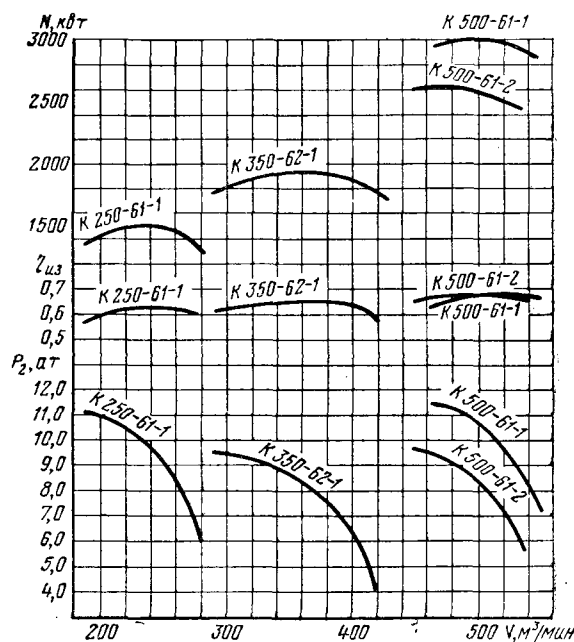


Рис. 139. Характеристики турбокомпрессоров:
 K 250-61-1 и K 500-61-1 ($p_H = 1$ ат; $t_H = 20^\circ \text{C}$);
 K 350-62-1 и K 500-61-2 ($p_H = 1$ ат; $t_H = 20^\circ \text{C}$).

жении к критическому давлению усилия на струйную трубку, передаваемые от мембраны, в связи со снижением производительности уменьшаются, а усилие сильфонной системы на трубку благодаря возрастанию конечного давления воздуха увеличивается, в результате чего струйная трубка поворачивается по часовой стрелке. При этом масло из струйной трубки попадает в верхнее отверстие сопловой насадки и далее в нижнюю часть цилиндра сервомотора 6. Поршень сервомотора открывает выпускной клапан 7, пружина 8 сжимается и клапан будет открываться пока сила, действующая на поршень сервомотора, не уравнивается упругой силой пружины и весом подвижных частей клапана и мотора. После открытия клапана режим работы турбокомпрессора, даже при дальнейшем снижении потребления воздуха в сети, почти не меняется, так как снижение

производительности и повышение давления приводят к увеличению угла отклонения струйной трубки, что вызывает повышение давления масла в цилиндре сервомотора, т. е. клапан поднимается выше, выпуская больший объем воздуха в атмосферу.

При возрастании потребления воздуха струйная трубка поворачивается против часовой стрелки, масло из нее попадает в верхнее

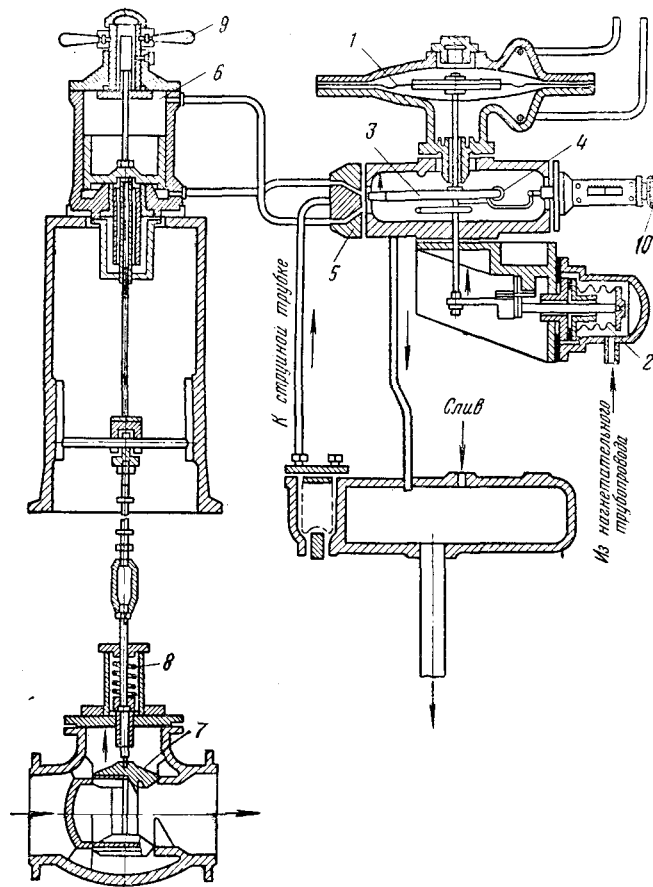


Рис. 140. Противоопомпная защита

отверстие сопловой насадки и собирается в нижней части корпуса струйного реле, после чего отводится в сливной бак. Масло из-под поршня сервомотора под действием веса движущихся частей и упругой силы пружины 8 выталкивается в корпус струйного реле и оттуда поступает в сливной бак. Так как при этом выпускной клапан закрывается, то выпуск воздуха в атмосферу прекращается.

При ручном управлении противоопомпной защитой специальный рычаг на крышке корпуса струйного реле поворачивается и благо-

даря этому струйная трубка может быть поставлена в любое положение. Кроме того, антипомпажный клапан может быть открыт при помощи маховичка 9 на сервомоторе.

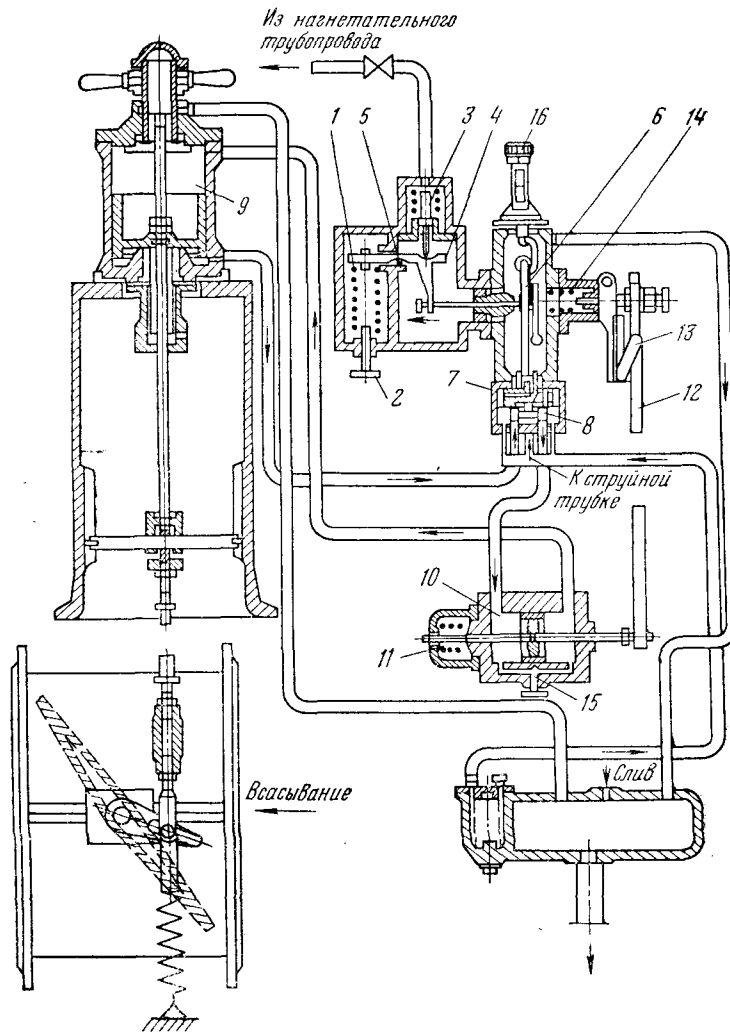


Рис. 141. Регулятор производительности турбокомпрессора

Настройка измерительной системы противопомпажной защиты производится при помощи углового корректора 10.

Регулятор производительности турбокомпрессора (рис. 141) состоит из струйного регулятора РДУБИР, сервомотора и дроссельной вазлонки.

Струйный регулятор давления имеет сифонную измерительную систему, струйное реле со вторичным гидравлическим усилителем и цилиндр обратной связи.

Настройка регулятора на необходимое давление производится натяжением пружины 1 с помощью регулировочного винта 2. При повышении давления сифон 3 сжимается и толкателем поворачивает рычаг 4 вокруг опорной призмы 5, в связи с чем струйная трубка 6 перемещается по часовой стрелке. При этом масло из трубки попадает в левое отверстие сопловой насадки 7 и по каналу в поршне — в правую полость цилиндра вторичного усилителя. Поршень усилителя перемещается влево и струйная трубка окажется между отверстиями сопловой насадки.

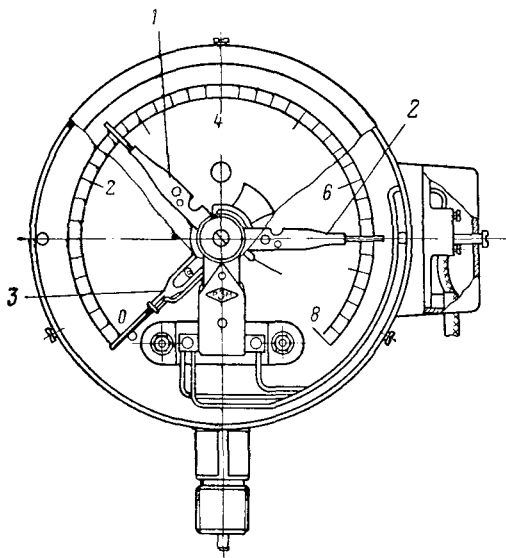


Рис. 142. Электроконтактный манометр

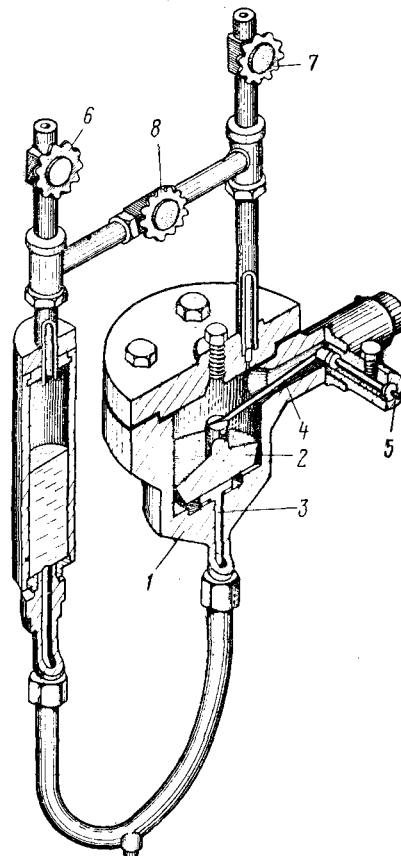


Рис. 143. Дифманометр ДИ

Золотник 8 вторичного усилителя, перемещаясь вместе с поршнем, соединяет напорный маслопровод с верхней полостью сервомотора 9 через цилиндр обратной связи 10. Поршень сервомотора перемещается вниз и прикрывает дроссель, причем масло из нижней части цилиндра сервомотора уходит в сливной бак. Поршень цилиндра обратной связи, сжимая пружину 11, перемещается вправо. Рычаг обратной связи 12 поворачивается вокруг шарнира 13, увеличивая нажатие замыкающей пружины 14 на поводок струйной трубки,

в связи с чем струйная трубка перемещается дальше по часовой стрелке, усиливая эффект регулирования.

Под действием пружины 11 поршень цилиндра обратной связи постепенно возвращается в среднее положение, так как масло через обводной канал, игольчатый клапан 15 и зазоры между поршнем и цилиндром обратной связи перетекает из левой полости цилиндра в правую. При этом рычаг 12 поворачивается по часовой стрелке и пружина 14 ослабляется. Если давление в нагнетательном трубопроводе турбокомпрессора все еще выше заданного, цикл регулирования повторяется и дроссельная заслонка прикрывается еще на некоторый угол. При снижении давления ниже заданного пружинной 1 струйная трубка повернется против часовой стрелки, подав импульс на открытие задвижки.

Обратная связь регулируется угловым корректором 16. Необходимое время действия обратной связи определяется характеристикой и емкостью внешней сети. Время действия обратной связи устанавливается игольчатым клапаном 15.

Ручное управление регулированием производится с помощью специального рычага на корпусе регулятора.

Преимущества турбокомпрессоров: большая скорость вращения вала турбокомпрессоров и большая производительность, сравнительно малые размеры, малый вес, возможность применения быстроходных двигателей, равномерная подача сжатого воздуха в сеть; равномерная нагрузка на двигатель; малые фундаменты; сжатый воздух не имеет примесей масла (хотя из-за отсутствия масла в сжатом воздухе, образующего в трубах защитную пленку, срок службы их в связи с коррозией меньше срока службы при поршневых компрессорах); отсутствие воздухораспределительных клапанов и кривошипно-шатунной передачи.

Недостатки: более низкий к. п. д. по сравнению с поршневыми компрессорами; ограниченное давление; устойчивая работа возможна в определенных границах; при значительном уменьшении потребления воздуха на сравнительно небольшое время невозможно маневрировать производительностью компрессорной станции, так как турбокомпрессоры не могут, как поршневые, работать в режиме сравнительно частого включения и выключения их.

§ 4. ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

При работе компрессоров необходимо контролировать: давление воздуха и масла, производительность, расход охлаждающей воды, температуру воздуха и охлаждающей воды, напряжение, ток, расход электроэнергии.

Манометры, измеряющие давление сжатого воздуха, устанавливаются по одному на каждом цилиндре компрессора и на промежуточном холодильнике, а также на маслопроводах и трубах охлаждающей воды.

Кроме описанных в части I манометров с трубчатыми пружинами и мембранами, манометры бывают еще следующих типов: поршневые, в которых давление в цилиндре с маслом уравнивается перемещающимся поршнем; радиоактивные, в которых изменение давления определяется изменением ионизации, производимой излучениями и рекомбинацией образовавшихся ионов; пьезоэлектрические, снабженные кристаллами турмалина, кварца, соли виннокислотной кислоты, сегнетовой соли; проволочные тензодатчики, в которых сопротивление проволоки изменяется под влиянием механических напряжений и деформаций.

Для сигнализации о максимальном или минимальном давлении применяются электроконтактные манометры (рис. 142), контакты 1 и 2 которых, связанные с двумя сигнальными указателями, замыкают соответствующие цепи при соприкосновении со стрелкой 3.

Для регистрации величины давления при температуре окружающей среды 10—60° С применяется манометр с геликоидальной (многовитковой) трубчатой пружиной.

Для электрической дистанционной передачи величины давления применяются манометры с индукционными, трансформаторными или реостатными датчиками и со вторичными показывающими или регистрирующими приборами.

В полостях со значительными колебаниями давления оно измеряется пиметрами — приборами, фиксирующими среднюю во времени величину давления. Пиметр представляет собой поршневой манометр, где усреднение показаний происходит за счет большой массы подвижных частей.

В полостях со значительными колебаниями давления оно измеряется пиметрами — приборами, фиксирующими среднюю во времени величину давления. Пиметр представляет собой поршневой манометр, где усреднение показаний происходит за счет большой массы подвижных частей.

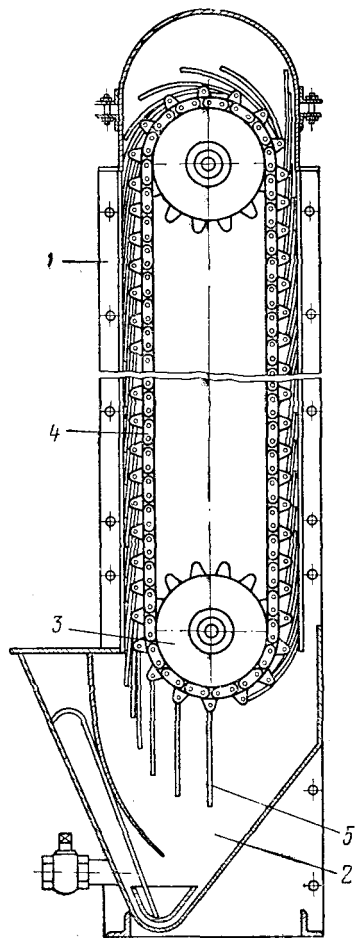


Рис. 144. Самоочищающийся фильтр

Количество сжатого воздуха, вырабатываемого компрессором, измеряется счетчиком количества воздуха (расходомером). Наибольшее применение в качестве расходомеров получили дифманометры — приборы для измерения перепада давления на диафрагмах (сужающих устройствах), устанавливаемых в трубопроводах сжатого воздуха. Дифманометры бывают поплавковые, кольцевые и мембранные.

В поплавковом дифманометре ДП перепад давления передается дифференциальному ртутному манометру (рис. 143), в широком колене 1 которого, присоединяемом к кольцевой камере диафрагмы со стороны входа воздуха, имеется поплавок 2 с направляющим стержнем 3. Движение поплавка через рычаг 4 передается оси 5, на втором конце которой сидит другой рычаг, приводящий с помощью тяги во вращение ось стрелки прибора. Помимо двух пусковых 6 и 7 вентилей имеется еще уравнильный вентиль 8, с помощью которого стрелка прибора ставится на нуль. Прибор указывает и регистрирует количество воздуха, а также измеряет давление, для чего имеется пружина, деформация которой передается через секторный механизм стрелке, указывающей давление.

Шкала счетчика разградуирована в кгс/ч или м³/ч.

Для определения расхода охлаждающей воды используются водомеры. Контроль подачи охлаждающей воды производится струйными и поплавковыми реле.

Для замера температуры воды и воздуха чаще всего применяются стеклянные ртутные термометры со шкалой соответственно до 100 и 200°. Эти термометры погружаются в защитные гильзы, которые для уменьшения наружной теплопередачи выполнены из металла со сравнительно низкой теплопроводностью (железо или неизильбер, но не латунь, медь или алюминий). Для лучшей теплоотдачи от гильзы к термометру в гильзу заливается масло.

Кроме описанных применяются манометрические термометры, представляющие собой замкнутую систему, заполненную газом или жидкостью. Система состоит из баллона, соединительной капиллярной трубки и манометра. Так как при нагреве давление в системе повышается прямо пропорционально температуре, то шкала манометра проградуирована в градусах. Баллон, изготавливаемый из латуни или стали, представляет собой трубку с припаянным доннышком. Капиллярная трубка делается из цельнотянутой медной трубки диаметром 0,35 мм. Термометр имеет подвижные электрические контакты, замыкающиеся стрелкой прибора.

Для регулирования температуры воды, охлаждающей компрессор, а также для сигнализации кроме ртутных термометров применяются термосигнализаторы.

Термосигнализаторы имеют две шкалы: верхнюю — для установки контакта на заданную температуру и нижнюю — для замера температуры. Рабочим контактом является вольфрамовая тонкая проволока, расположенная внутри канала небольшого диаметра. Контакт перемещается под действием передвигающейся по винту гайки, включенной в трубку. Для вращения винта применен подковообразный магнит, который устанавливается в верхней части термометра. При повышении температуры выше допустимой замыканием контакта подается сигнал о нарушении нормального режима работы или воздействием на привод задвижки изменяется расход воды. Пределы автоматического регулирования и сигнализации этих приборов 0—300°.

§ 5. ФИЛЬТРЫ ДЛЯ ОЧИСТКИ ВСАСЫВАЕМОГО ВОЗДУХА

Воздух содержит частицы пыли, которые, попадая в компрессор, вызывают преждевременный износ трущихся частей, а в смеси со смазкой образуют нагар. Нагар может привести к авариям и вызвать снижение производительности компрессора, так как плотность закрывания клапанов уменьшается и происходит пригорание поршневых колец в своих гнездах.

Для очистки всасываемого в компрессор воздуха применяют фильтры. Скорость воздуха в фильтре должна быть не более 0,3—1 м/сек, а площадь 0,3—1 м² на 1000 м³/ч производительности компрессора.

Фильтр представляет собой ящик, в который вставлены секции из металлических ячеек, смоченных пылесвязывающим маслом (обычно висциновым). Висциновое масло для фильтров составляется из 60% цилиндрического масла и 40% солярового масла.

В последнее время применяются самоочищающиеся шторные фильтры (рис. 144) Славянского машиностроительного завода. Фильтр состоит из рамы 1 с масляной ванной 2. На двух валах расположены четыре звездочки 3 с двумя бесконечными цепями 4. Шторки 5 из нескольких слоев металлической сетки прикреплены к кулачкам цепей. Верхний вал вращается от соленоидного или моторного привода, причем скорость вращения цепей 1,5—3,6 мм/мин. Воздух, проходя через шторки, очищается от пыли, а шторки, в свою очередь, очищаются от нее в масляной ванне. Зимой ванна заполняется маслом с низкой температурой застывания; кроме того, предусматривается подогрев (температура масла в ванне должна быть не ниже 5—10° С).

Контролировать падение давления воздуха в фильтре можно жидкостным U-образным манометром. Манометр одним концом соединяется с пространством до фильтра, а другим — с пространством после фильтра. Если перепад давления более 25 мм вод. ст., возникает необходимость в очистке фильтра. При отсутствии контрольного манометра очистку фильтра производят каждые 1—2 месяца в зависимости от чистоты всасываемого воздуха.

§ 6. АППАРАТЫ ДЛЯ СМАЗКИ КОМПРЕССОРОВ

Смазываемые части компрессора делятся на холодные и горячие. Холодные части, не имеющие непосредственного соприкосновения со сжатым воздухом (подшипники, направляющие ползуна и т. п.), имеют температуру не выше 50° С. Горячие части непосредственно соприкасаются со сжатым воздухом, это — цилиндр, поршень, воздухораспределительные органы, сальники.

В холодных частях компрессора масло встречает незначительное сопротивление, поэтому здесь можно применить устройства свободной подачи масла (за счет его веса), к которым относятся капельные масленки.

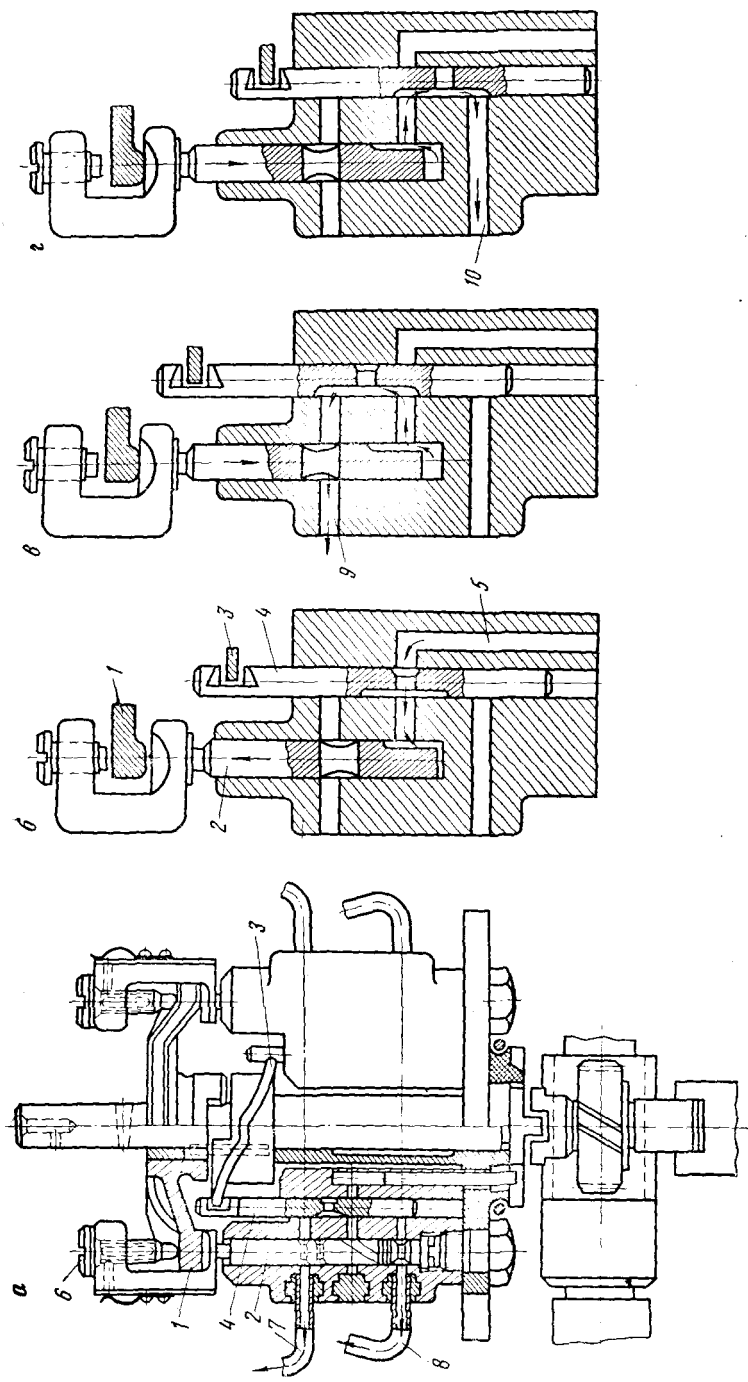


Рис. 145. Лубрикагор

В горячих частях компрессора масло встречает большое сопротивление сжимаемого воздуха и поэтому оно должно подаваться под давлением, для чего применяются насосы. Шестеренный насос, работающий по принципу вытеснения масла двумя вращающимися зубчатыми колесами, подает масло ко всем смазываемым пунктам компрессора.

Так как каждый пункт смазки поршневого компрессора характеризуется своим потреблением и сопротивлением движению масла, то для подачи масла целесообразно применять многоплунжерный насос — лубрикатор, в котором каждый из плунжеров обслуживает только один пункт смазки.

В лубрикаторе (рис. 145) насосные элементы расположены вокруг вертикального вала с двумя профилированными дисками. Верхний диск 1 (рис. 145, а) связан с рабочими плунжерами 2, которые за один оборот вала лубрикатора делают два двойных хода. Нижний диск 3 воздействует на распределительные плунжеры (золотники) 4, причем за один оборот вала лубрикатора плунжеры совершают один двойной ход.

При движении плунжера 2 вверх его цилиндр при помощи золотника соединяется с масляной ванной и масло по каналу 5 поступает из масляной ванны под плунжер 2 (рис. 145, б). При перемещении золотника в верхнее крайнее положение масло плунжером 2 выталкивается к пункту смазки (рис. 145, в). При дальнейшем вращении вала лубрикатора повторяется положение, показанное на рис. 145, б. Далее золотник 4 перемещается в крайнее нижнее положение и масло плунжером 2 вытесняется к контрольной капельнице (рис. 145, г), показывающей подачу масла к пункту смазки. Винт 6 необходим для регулирования подачи масла. На рисунке показаны трубки и каналы: 7 — к цилиндру; 8 — к каплеуказателю; 9 — к пункту смазки; 10 — к контрольной капельнице.

В турбокомпрессорах применяется циркуляционная система смазки под давлением. Масло подается к подшипникам ротора и двигателя, к редуктору, соединительным муфтам редуктора и как энергоноситель — в систему регулирования.

Избыточное давление в системе маслосмазки составляет 0,5—1,8 ат, в системе регулирования — около 4—5 ат. Так как в системе маслоснабжения турбокомпрессора используется один маслонасос, снижение давления масла для смазки производится с помощью редукционных клапанов, а регулирование количества масла, подаваемого к пунктам смазки, с помощью дроссельных шайб. Клапан и шайбы устанавливаются в маслопроводах.

Турбокомпрессор имеет три насоса: рабочий, пусковой и резервный. Рабочий насос приводится в движение от вала редуктора или турбокомпрессора и подает масло при нормальной работе. Во время пуска и остановки турбокомпрессора в связи с уменьшением производительности рабочего насоса включается пусковой маслонасос с самостоятельным двигателем. Этот насос может быть также резервным.

§ 7. ВОЗДУХОСБОРНИКИ

Воздухосборники устанавливаются между компрессорами и воздухопроводной сетью. Они предназначены для смягчения колебания давления, которое возникает из-за прерывистого характера подачи сжатого воздуха поршневыми компрессорами; улавливания влаги и масла, содержащихся в сжатом воздухе; хранения некоторого запаса сжатого воздуха, необходимого для случая, когда расход воздуха неожиданно значительно увеличивается. Компрессорные станции, оборудованные турбокомпрессорами или быстроходными поршневыми компрессорами, имеющими буферные емкости (например, 4М10-100/8), могут работать непосредственно на сеть без воздухосборников.

Воздухосборники изготавливаются в виде цилиндрических герметических горизонтально или вертикально расположенных резервуаров, сваренных из котельного железа и установленных на фундаментах. При давлении не выше 10 ат воздухосборник испытывается гидравлическим способом на давление, τ 1,5 раза превышающее рабочее давление. Устанавливается воздухосборник по возможности ближе к компрессору, на расстоянии 12—15 м от него, но за капитальной стеной компрессорного здания. В воздухосборнике рекомендуется устраивать перегородку, которая устраняет возможность образования воздушного мешка и улучшает выделение влаги и масла из воздуха. Патрубки необходимо располагать так, чтобы осевшие в воздухосборнике влага и масло не увлекались сжатым воздухом в воздухопроводную сеть.

Каждый воздухосборник должен иметь: фланцы для подводящей и отводящей труб, фланец для трубки регулятора, предохранительный клапан, манометр, спускной кран для выпуска конденсата, люки для очистки воздухосборника, запорную задвижку для разобщения воздухосборника и воздухопровода, один-два фланца для присоединения временных трубопроводов, гнезда для установки термометров и в верхней части воздухосборника, кроме того, предохранительную пробку.

Предохранительные клапаны бывают грузовые и пружинные. Различают неполноподъемные и полноподъемные клапаны, в которых отношение высоты подъема к диаметру клапана соответственно равно до 0,2 и 0,4 и более.

Проходное сечение клапана по нормам Госгортехнадзора

$$F_{\text{кл}} = \frac{G \sqrt{T}}{11 830 p}, \quad (157)$$

где G — производительность компрессора, кгс/ч;

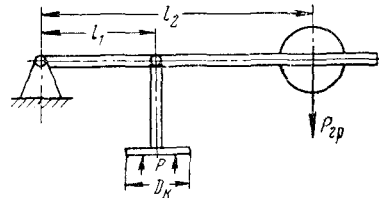


Рис. 146. Схема и настройка предохранительного клапана

T — абсолютная температура воздуха, °К;

p — абсолютное давление воздуха, кгс/м².

Предохранительный клапан должен быть отрегулирован на предельное давление, превышающее наибольшее рабочее давление сжатого воздуха не более чем на 10%.

При грузовом предохранительном клапане диаметром проходного отверстия D_k , давлении воздуха p , весе груза $P_{гр}$ и длине рычагов l_1 и l_2 (рис. 146) имеем

$$\frac{\pi D_k^2}{4} p \cdot 1,1 l_1 f = P_{гр} l_2, \quad (158)$$

где f — коэффициент, учитывающий сопротивление в подвижных элементах предохранительного клапана, равный 0,9.

На основании выражения (158) находят l_2 при $P_{гр} = \text{const}$ или $P_{гр}$ при $l_2 = \text{const}$.

Устанавливать задвижку между воздухохраником и компрессором не рекомендуется, так как при пуске поршневого или винтового компрессора и закрытой задвижке может произойти авария. Если все-таки задвижка необходима, то перед ней следует установить предохранительный клапан и трубопровод к регулятору. Стандартные воздухохраники имеют емкость 6,3; 8; 10; 16; 20 и 25 м³.

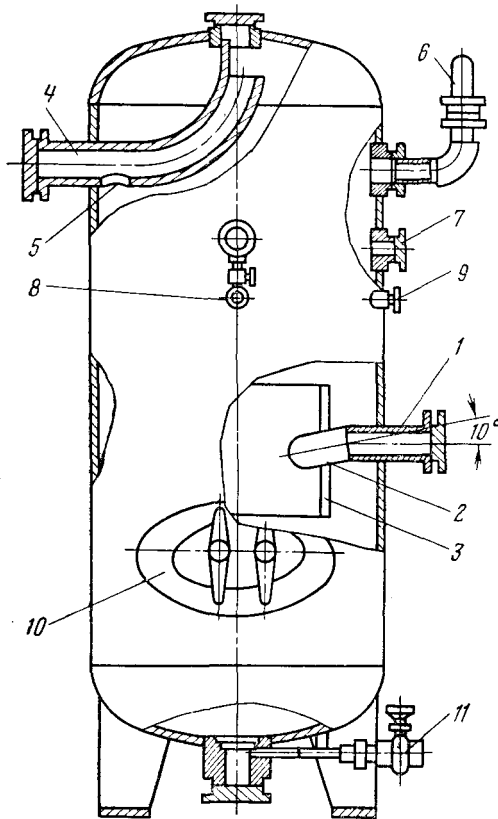


Рис. 147. Вертикальный воздухохраник

На рис. 147 показан вертикальный воздухохраник. Подводящая труба 1 заканчивается наклонным участком 2, срез которого обеспечивает выход воздуха по касательной к корпусу воздухохраника. Отбойный лист 3 уменьшает износ стенки корпуса от ударов воздушной струи. Выходная труба 4 внутри воздухохраника загнута вверх. В отверстие 5 стекает конденсат, попавший в трубу 4. Конструкция и расположение входной и выходной труб способствуют лучшему отделению конденсата и перемешиванию воздуха. Воздухохраник имеет также пружинный предохранительный клапан 6, патрубок 7 для подсоединения трубки регулятора производительности, па-

трубок 8 для манометра на воздухоборнике, патрубок 9 для манометра в машинном зале, люк 10 для очистки воздухоборника, трубку и вентиль 11 для выпуска конденсата.

Емкость воздухоборника

$$V_{\text{вс}} = 1,6 \sqrt{V_{\text{мин}}}, \text{ м}^3, \quad (159)$$

где $V_{\text{мин}}$ — производительность компрессора (или компрессорной станции при общем воздухоборнике), м³/мин.

§ 8. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ

Система водоснабжения компрессоров бывает разомкнутой и замкнутой. При разомкнутой системе вода после прохождения поверхностей охлаждения компрессоров отводится для использования в других установках (например, в паровых котлах), а при дешевой воде сливается в сточную канаву. При замкнутой системе нагретая в компрессоре вода охлаждается и затем опять направляется к охлаждающим поверхностям компрессора.

Для охлаждения воды применяют брызгальные бассейны, градирни, а в передвижных компрессорах — радиаторы.

В брызгальных бассейнах отдача тепла, отнесенная к 1 м² площади бассейна, составляет 7000—15 000 ккал/м²·ч, в градирнях 30 000—100 000 ккал/м²·ч.

Брызгальный бассейн выполнен в виде бетонированного открытого резервуара в земле. Брызгалы установлены на колонках и представляют собой сопла или трубы длиной 1,5—2 м и диаметром 50—75 мм, на поверхности которых имеется значительное количество круглых отверстий. Вода после выхода из компрессора попадает по трубке в брызгала, разделяется на мелкие струйки, охлаждается и сливается в бассейн, откуда снова забирается для охлаждения компрессоров. Напор в брызгалах 8—10 м вод. ст., радиус разбрызгивания 2—2,5 м, расход воды через брызгала зависит от диаметра сопел.

Устройство брызгального бассейна просто, стоимость изготовления его при крепком грунте сравнительно небольшая. Недостатки этого устройства: значительные размеры бассейна; при ветреной погоде уносится распыляемая вода и потери воды в 3—4 раза больше, чем в градирнях; интенсивное туманообразование, а зимой — образование льда на расположенных поблизости сооружениях, в связи с чем брызгальные бассейны должны располагаться не менее чем на 100—150 м от ближайших строений и дорог.

На рис. 148, а показана схема охлаждения воды с помощью градирни. Холодная вода подается насосом № 1 из бассейна 1 непосредственно к охлаждающим поверхностям компрессоров 2 или в бак 3, из которого она поступает к компрессорам 2. Из компрессора нагретая вода сливается через воронки 4 в колодец 5, откуда насосом № 3 подается в градирню 6, где охлаждается и стекает в бассейн 1.

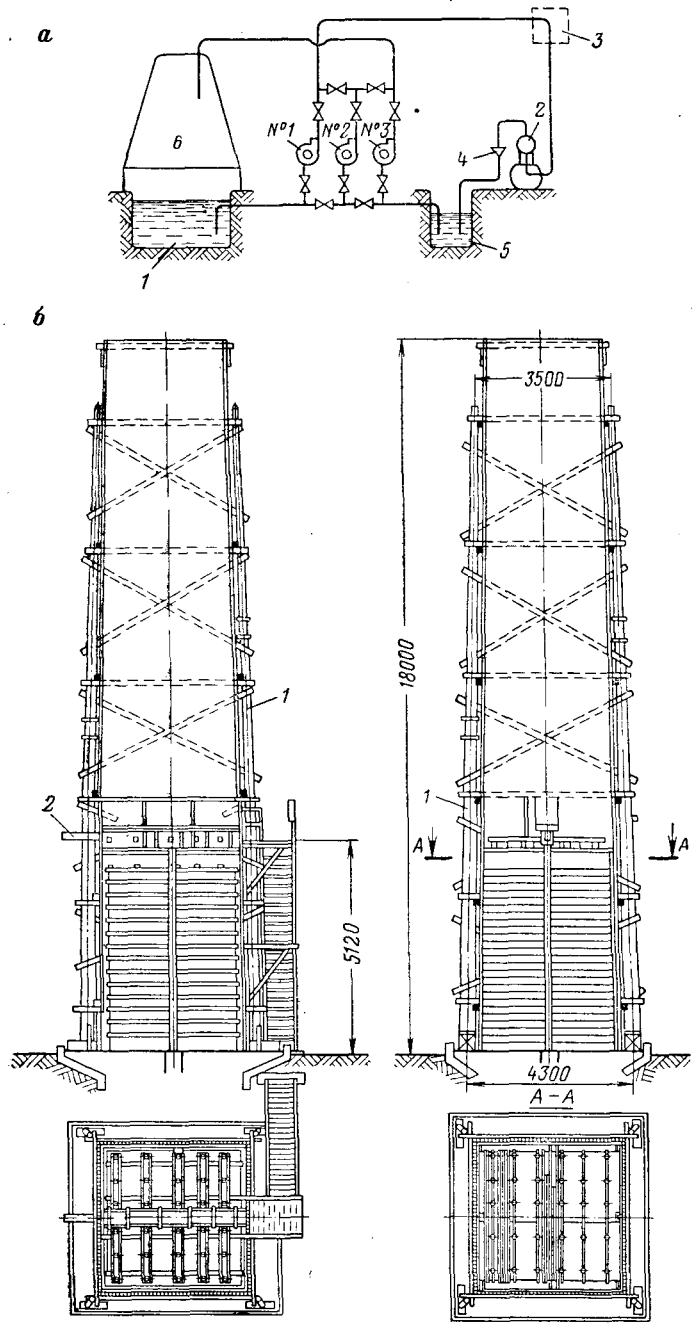


Рис. 148. Схема охлаждения воды с помощью градирни (а); градирня (б)

Из бассейна 1 вода снова насосом № 1 подается к компрессорам 2. Насос № 2 является резервным, причем он может заменить насос № 1 и насос № 3. Вода пополняется из водопровода.

Градирия (рис. 148, б) представляет собой деревянную или бетонную башню 1. В верхнюю часть градирии по трубе 2 подводится охлаждаемая вода, которая в виде тонких струек падает вниз, ударяясь о деревянные поперечные брусья. Навстречу падающей воде движется воздух, поступающий через нижнюю часть градирии. Так как температура воздуха ниже температуры воды, вода охлаждается конвекцией и испарением части теплой воды, причем затрачиваемая на испарение теплота отнимается от остальной воды.

Для сравнительно небольших градириен количество охлаждаемой воды, приходящееся на 1 м² площади для прохода воздуха в нижней части градирии, составляет 1—3 м³/ч в зависимости от степени охлаждения воды.

По сравнению с брызгальными бассейнами градирии имеют следующие преимущества: меньшая занимаемая площадь, более высокий охлаждающий эффект и независимость его от скорости ветра, возможность установки недалеко от компрессорного здания, незначительные потери воды, испарения отводятся на значительной высоте.

§ 9. ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРОВ

В основном для компрессоров применяются асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором — для передвижных и стационарных компрессоров при мощности до 100 квт и синхронные — для стационарных компрессоров при большей мощности. Схема пуска синхронного двигателя показана на рис. 64.

При пуске компрессора вхолостую двигатель должен создать вращающий момент, который затрачивается на преодоление статических моментов сопротивления и на увеличение скорости движения рабочего органа компрессора. При поршневых компрессорах в процессе пуска его двигатель преодолевает следующие сопротивления: механическое трение в подшипниках компрессора, поршневых колец и поршня; гидравлические потери, зависящие от способа регулирования; сопротивления, обусловленные силами инерции движущихся частей установки.

На величину сопротивлений при пуске влияет качество обработки трущихся поверхностей, вязкость масла, зависящая от температуры стенок цилиндра и поршня, скорость вращения компрессорного вала. Следует иметь в виду, что механический к. п. д. компрессоров при пуске холодной машины в 1,35—1,4 раза меньше значений механического к. п. д., указанного ранее (см. гл. I, § 3).

На рис. 149 показано распределение электрической энергии в компрессорном здании при синхронных двигателях компрессоров. Два силовых кабеля, каждый из которых рассчитан на одновременную работу всех компрессоров установки, подводятся к распределительным высоковольтным ящикам 1 и 2, с которыми шинами соеди-

нены ящики 3, 4, 5 для пуска двигателей Д1, Д2 и Д3 компрессоров и ящики 6 и 7 для включения трансформаторов Тр1 и Тр2. При раздельной установке ящиков они соединяются между собой кабельными перемычками. От трансформаторов Тр1 и Тр2 (один рабочий, другой резервный) напряжение 220 или 380 в подводится с помощью трехфазных рубильников Р1 и Р2 к шинам распределительного щита.

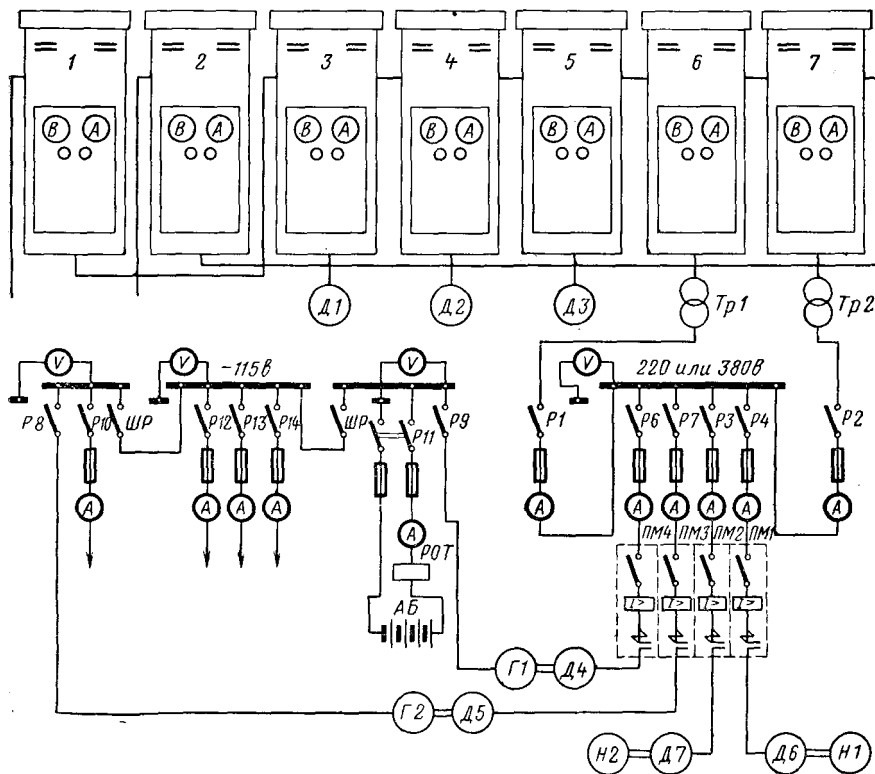


Рис. 149. Схема распределения электрической энергии при синхронных двигателях компрессоров

На щите располагаются электрические измерительные приборы, плавкие предохранители и рубильники. Со щита низкого напряжения с помощью рубильников Р6, Р7 и Р3, Р4 напряжение 380 и 220 в подводится к магнитным пускателям ПМ3 и ПМ4 для пуска двигателей Д4 и Д5, генераторов Г1 и Г2 (один рабочий, другой резервный) и к пускателям ПМ1 и ПМ2 для включения двигателей Д6 и Д7 насосов Н1 и Н2. От генераторов постоянный ток напряжением 115 в подводится к щиту постоянного тока через рубильник Р8 и Р9. С помощью рубильников Р10 и Р11 постоянный ток подводится для зарядки аккумуляторной батареи АБ и питания цепи сигнализации,

а через рубильники *P12*, *P13* и *P14* — к синхронным двигателям компрессоров для питания обмоток возбуждения.

На щите постоянного тока установлено реле обратного тока *РОТ* для отключения батареи *АВ* при снятии напряжения с шин щита.

Распределительные ящики *З*, *4* и *5* включаются соленоидными приводами и снабжены максимальной и нулевой защитой, сигнальными лампами и электрическими измерительными приборами. Магнитные пускатели имеют реле максимальной защиты, а роль нулевой и минимальной защиты выполняют соответственно контакторная катушка и катушка промежуточного реле. Пуск и остановка двигателей *Д4—Д7* производится с помощью кнопок.

Условия работы в здании компрессоров, характеризующиеся сравнительно высокой температурой воздуха и шумом, указывают на целесообразность дистанционного управления компрессорами из диспетчерского пункта при автоматизированном контроле за работой установки.

При дистанционном пуске компрессоров нажатием кнопки «Пуск» сначала включаются в работу насосы, подающие воду к охлаждающим поверхностям компрессоров, а затем производится последовательный (в определенном порядке) пуск компрессоров. При пуске компрессоры предварительно переводятся на холостую работу, а остановка производится после предварительной разгрузки компрессоров. Для разгрузки компрессоров в начале воздухопровода встраивается электрически управляемый ventиль. При таком управлении предусматривается также автоматическое поддержание давления в заданных пределах путем регулирования производительности станции, а также автоматический и дистанционный контроль за давлением воздуха в компрессорах, воздухоотборниках и в воздухопроводе, за температурой сжатого воздуха в промежуточном холодильнике и на выходе из компрессора, за температурой коренных подшипников компрессоров и подшипников электродвигателей, за потоком охлаждающей воды, подачей масла ко всем точкам смазки компрессора, наличием масла в картере компрессора и маслонасосе.

Г л а в а III

ВОЗДУХОПРОВОДНАЯ СЕТЬ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Воздухопровод состоит из стальных бесшовных труб общего назначения (см. табл. 10), фасонных частей и арматуры. Трубы между собой и с арматурой соединяются с помощью фланцев и болтов. В местах соединений применяются прокладки из клингерита и асбеста на первых 200 м от компрессоров и из паронита на остальной части воздухопровода.

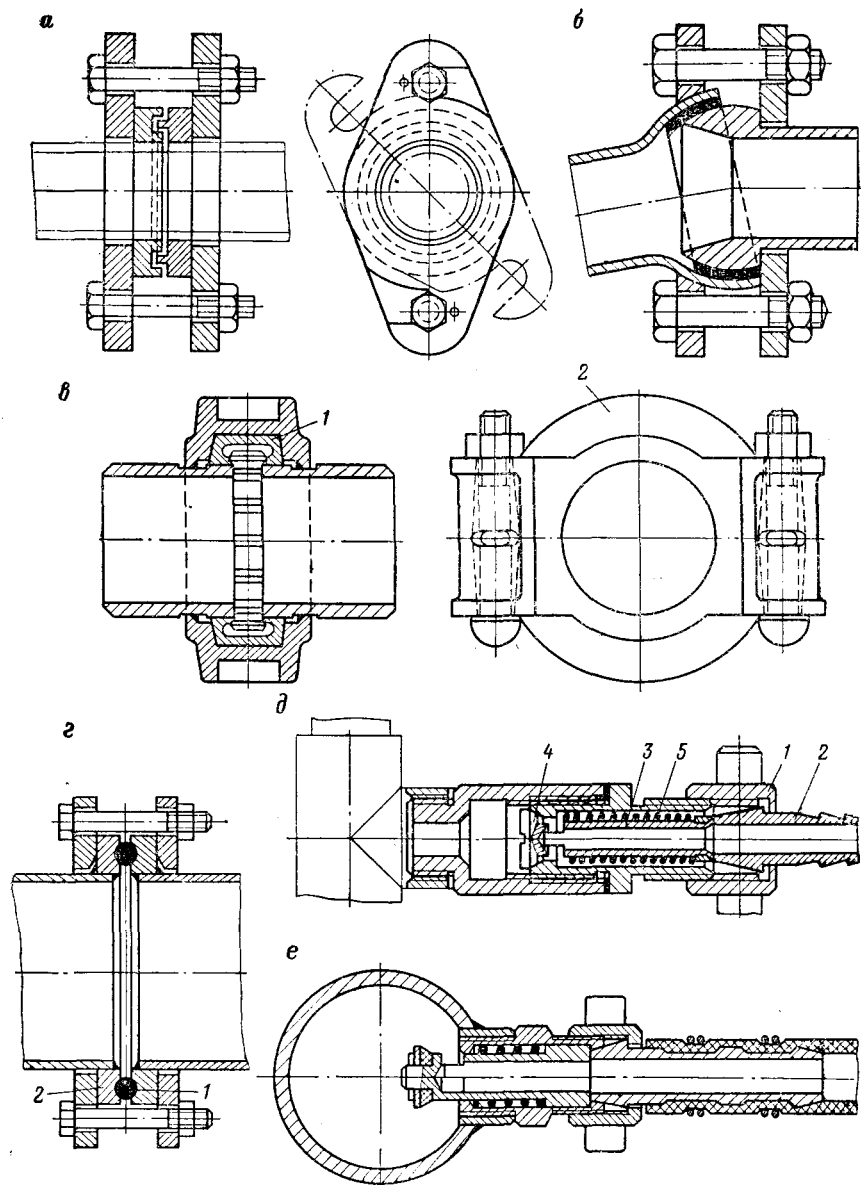


Рис. 150. Соединительные устройства для металлических труб воздухопроводов (а, б, в, г) и самозапорные клапаны (д, е)

Паронит со временем стареет, становится жестким и хрупким, теряет уплотняющие свойства, поэтому в последнее время начали применять прокладки из термомаслостойкой резины.

Для участков магистральных сетей характерны искривления трассы, частые наращивания и перемонтажи. В этих условиях жесткое фланцевое соединение не может обеспечить достаточную герметичность.

Фланцево-замковое соединение (рис. 150, *а*) просто по устройству, позволяет быстро производить перемонтаж сети, но при нем невозможно прокладывать трассы с искривлениями и, кроме того, возможно рассоединение труб при самопроизвольном раскручивании гаек на соединительных болтах. Шаровые соединения (рис. 150, *б*) не имеют этих недостатков, но сложны в изготовлении. Быстроразъемное самоуплотняющееся соединение (рис. 150, *в*) состоит из эластичного манжета 1, расширяемого изнутри сжатым воздухом и разборного хомута 2, охватывающего манжет снаружи. Это соединение обеспечивает достаточную герметичность и быстроту монтажа, допускает искривления трассы, но довольно сложно по конструкции. Самоуплотняющееся фланцевое соединение ИГМ и ТК им. М. М. Федорова (рис. 150, *г*) обеспечивает герметичность благодаря эластичной прокладке 1 из термомаслостойкой резины. Прокладка, имеющая круглое поперечное сечение, расположена в трапециевидных кольцевых проточках бортов 2 и при давлении изнутри трубы расширяется в них. Соединение не требует сильной затяжки болтов, количество которых минимально и может быть равным двум, что способствует быстрой прокладке трассы со значительными искривлениями.

Трубы на поверхности прокладываются на опорах или в канавах глубиной 1—1,5 м, в стволе они крепятся на балках (см. рис. 102) с применением компенсаторов.

Воздухопровод по квершлагам и штрекам необходимо прокладывать на кронштейнах или на подвесках с уклоном 1 : 300 в сторону движения воздуха. Если прокладка труб начинается от кровли выработки, то через 290—300 м они упрутся в почву. В этом месте ставится масловодоотделитель, от него прокладывается вертикально труба до кровли и далее следующий участок воздухопровода и т. д. В забое очистных работ сжатый воздух транспортируется по шлангу.

В масловодоотделителе благодаря резкому повороту потока происходит отделение частиц жидкости от воздуха, которые как более тяжелые отбрасываются и остаются в масловодоотделителе. Масловодоотделители выполняются в виде цилиндрического сварного резервуара с фланцами для соединения с трубами воздухопровода и с краном для спуска конденсата. Масловодоотделитель с манометром необходимо иметь и непосредственно у отвода трубы к месту очистных работ.

Потребители сжатого воздуха соединяются с магистралью гибкими резиновыми шлангами внутренним диаметром 10—50 мм, длина которых в целях уменьшения падения давления в них должна быть не более 20 м. В последнее время находят применение гибкие трубы

из пластмасс, имеющие по сравнению с резиновыми шлангами меньший вес, большую прочность и большую устойчивость против масел и кислотных вод.

К потребителям шланги присоединяются с помощью ниппелей и накидных гаек, а к магистральной сети — с помощью самозапорных клапанов. Самозапорные клапаны должны быть герметичны и иметь малые сопротивления. На рис. 150, *д* и *е* показаны конструкции самозапорных клапанов.

При подключении шланга накидная гайка 1 (см. рис. 150, *д*) прижимает конус штуцера 2, который перемещает трубку 3 влево, отчего клапан 4, закрепленный на конце ее, открывает путь воздуху к потребителю. При снятии гайки пружина 5 смещает трубку вправо и клапан закрывается.

Самозапорный клапан, показанный на рис. 150, *е*, имеет более совершенную конструкцию, так как проходные сечения для воздуха увеличены, а количество поворотов при движении воздуха уменьшено.

При движении сжатого воздуха по трубам имеют место следующие потери: тепловые, возникающие в связи со снижением температуры сжатого воздуха; количественные — в виде утечек воздуха через различные неплотности в трубах; качественные, т. е. потери давления воздуха в связи с гидравлическими сопротивлениями в трубах и их арматуре при движении воздуха, а также в связи с уменьшением давления от утечек и снижения температуры воздуха.

Для уменьшения тепловых потерь трубы необходимо термоизолировать, что практически выполнить трудно. Исследования, проведенные на шахтах [50], показывают, что снижение температуры сжатого воздуха в трубах до температуры атмосферного воздуха происходит на расстоянии 800—900 м от компрессора.

Утечки сжатого воздуха только через неплотности в фланцевых соединениях с паронитовыми прокладками при стандартной длине звеньев труб по данным экспериментальных исследований [50] составляют

$$V_{ут} = 10k_m p_{изб} d_t, \text{ м}^3/\text{мин} \cdot \text{км}, \quad (160)$$

где k_m — коэффициент, зависящий от момента M_3 затяжки фланцевых болтов, средние значения которого при $M_3 = 12 \text{ кгс} \cdot \text{м}$ составляют $k_m = 0,113$; при $M_3 = 16 \text{ кгс} \cdot \text{м}$ равны $k_m = 0,094$, при $M_3 = 20 \text{ кгс} \cdot \text{м}$ составляют $k_m = 0,083$;

$p_{изб} = \frac{p_{н.т} + p_{к.т}}{2}$ — среднее избыточное давление в воздухопроводе, равное полусумме давлений в начале и конце воздухопровода, ат;

d_t — диаметр воздухопровода, м.

В шахтных условиях утечки имеют место через неплотности не только в фланцевых соединениях, но и в отверстиях металлического трубопровода, образовавшихся в результате корродирующего воз-

действия на трубы, в незаглушенных или плохо заглушенных отверстиях, ранее необходимых для временных воздухопроводов; в отверстиях шлангов; в местах соединения шлангов потребителей с магистральным шлангом лавы; через неплотно закрытые запорные устройства при отнятых от магистрального шланга шлангах потребителей и т. д. По данным тех же исследований в шахтных условиях,

$$V_{ут} = a p_{изб}^b, \text{ м}^3/\text{мин} \cdot \text{км}. \quad (161)$$

Для вновь проектируемых воздухопроводов коэффициент зависимости $a = 0,75 \div 0,9$, а показатель зависимости $b = 1,07 \div 1,15$. Для уже существующих воздухопроводов значения a и b определяются на основании выражения (161) по нескольким замерам $V_{ут}$ при различных значениях p .

Уравнение (161) является характеристикой воздухопровода по утечкам сжатого воздуха.

Герметичность воздухопровода характеризует коэффициент относительных утечек — отношение утечек $V_{ут}$ из всего воздухопровода шахты к производительности компрессорной станции $V_{к.с}$

$$k_y = \frac{V_{ут}}{V_{к.с}}. \quad (162)$$

Исследования показывают, что $k_y = 0,41 \div 0,50$. При проектировании шахтных воздухопроводов следует принимать $V_{ут} = 4 \div 5 \text{ м}^3/\text{мин} \cdot \text{км}$, а общие утечки не должны превышать 25% производительности компрессорной станции.

При эксплуатации воздухопроводов указанные величины утечек не следует считать минимальными. На шахтах необходимо принимать меры по снижению утечек: заменять пришедшие в негодность трубы и шланги, обращать внимание на соединения труб, устранять отверстия в трубах. Кроме того, следует применять антикоррозионные трубы, устранять причины повреждения труб. Наблюдения показывают, что число отверстий в трубах, образовавшихся под действием коррозии, в среднем составляет 20—25 на 1 км, а утечки через одно отверстие составляют 0,19—0,55 м³/мин.

Для защиты шахтных воздухопроводов от коррозии испытывались покрытия на основе эпоксидных, перхлорвиниловых смол, циклокаучука и дивинилацетиленовых материалов и были рекомендованы такие покрытия труб: а) асбовиниловая масса — четыре слоя; б) шпаклевка ЭН-00-10 — три слоя; в) грунт ХС-010 — два слоя, эмаль ХСЭ-26 — четыре слоя, лак ХСЛ — два слоя; г) грунт ХС-010 — два слоя, эмаль ХС-717 — три слоя; д) грунт КЧ-034 — один слой, эмаль КЧ-728 — три слоя.

Существует несколько способов определения утечек сжатого воздуха [55]:

- 1) с помощью воздухомеров;
- 2) с помощью дифманометров;
- 3) по изменению давления воздуха в воздухопроводе при отключенных потребителях;

4) по интенсивности (скорости) падения давления в воздухопроводе при отключенных потребителях.

Потери давления сжатого воздуха в трубах являются вторым важным показателем экономичности эксплуатации воздухопровода. Большие потери давления в воздухопроводе приводят к снижению давления у потребителей, что ухудшает показатели их работы. Для соблюдения требуемого давления у потребителей необходимо при большой потере давления повышать давление у компрессоров, что неэкономично и небезопасно.

На ряде шахт потери давления от компрессоров до потребителей составляет 2—3,2 ат, т. е. выше рекомендуемых нормами проектирования 1,5 ат. Это объясняется главным образом несоответствием диаметра воздухопровода, ранее проложенного в горных выработках, новым условиям, возникшим в результате увеличения производительности компрессорных станций. На угольных шахтах средневзвешенный диаметр воздухопровода (частное от деления суммы произведений длин участков одинакового диаметра и величины последнего на суммарную длину воздухопровода) за последние годы увеличился в 1,2—1,4 раза, а производительность компрессорных станций возросла в 2—2,5 раза.

Для уменьшения потерь давления наряду с заменой несоответствующих по диаметру труб, желательно применение труб с покрытием внутренней поверхности их материалом, уменьшающим шероховатость трубы, прокладку труб производить по наиболее короткому пути, избегать излишних фасонных частей и арматуры, не допускать провисания труб, в местах перехода труб от одного диаметра к другому применять конусные переходы.

При очень большой протяженности шахтных воздухопроводов и большом расходе воздуха иногда, исходя из приемлемых диаметров труб для горных выработок, потеря давления от компрессоров до потребителей может быть больше обычно принимаемой по нормам проектирования. В этом случае для получения требуемого давления у потребителей может возникнуть необходимость в применении компрессоров несколько более высокого давления.

Расчет воздухопроводной сети производится на основе зависимости между падением давления Δp (кгс/см²) в трубе, с одной стороны, и давлением p в трубе, количеством протекающего воздуха G (кгс/ч), длиной l (м) и диаметром d (мм) трубы, с другой. Эта зависимость устанавливается по формуле Гинца, полученной из формулы Ридлера, в предположении турбулентного движения воздуха в воздухопроводе, так как при этом число Рейнольдса равно $(2,2 \div 136) 10^4$,

$$10\,000 \Delta p = \beta \gamma_{\text{вз}} \frac{v^3}{d} dl, \quad (163)$$

где β — коэффициент, зависящий от шероховатости трубы и количества протекающего по ней воздуха;

$\gamma_{\text{вз}}$ — удельный вес воздуха, кгс/м³;
 $v_{\text{т}}$ — средняя скорость воздуха в трубе, м/сек.

Определив скорость $v_{\text{т}}$ в зависимости от веса G , удельного объема воздуха V и диаметра трубы, а также v — по характеристическому уравнению, на основании формулы (163) имеем

$$\Delta p = 0,00125\beta RT \frac{G^2 l}{d^5 p}. \quad (164)$$

При средней шероховатости внутренней поверхности трубы по Фриче

$$\beta = \frac{2,86}{G^{0,148}}. \quad (165)$$

Сопротивления в арматуре воздухопровода учитываются эквивалентной длиной воздухопровода, т. е. отрезком прямого участка труб, сопротивление которого по числовой величине равно сопротивлению арматуры. Эквивалентную длину ориентировочно можно принять равной 10% истинной.

Наиболее выгодные средние скорости движения воздуха в шахтном воздухопроводе с точки зрения наименьшей суммы годовых расходов находятся в пределах 4—7 м/сек.

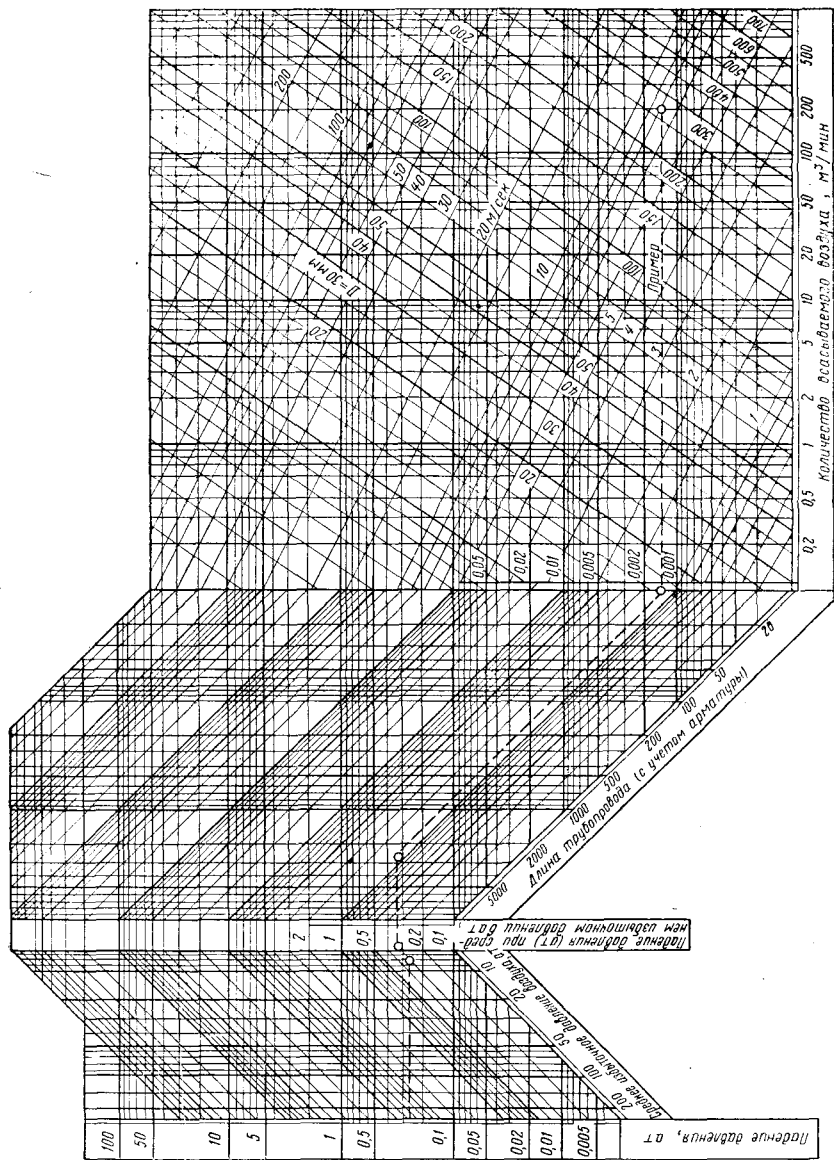
Для расчета воздухопровода имеется несколько номограмм, одна из них, построенная в соответствии с формулой (164), показана на рис. 151, причем здесь весовое количество воздуха переведено в объемное, температура всасываемого воздуха принята равной 15° С, а его давление 760 мм рт. ст.

В левой части номограммы в крайнем столбике нанесены: падение давления Δp в ат; в наклонной строчке, поднимающейся слева направо, — среднее избыточное давление воздуха $p_{\text{изб}}$ в ат; в среднем столбике — падение давления Δp в ат при среднем избыточном давлении 6 ат; в наклонной строчке, опускающейся слева направо, — длина труб l с учетом арматуры. В правой части номограммы по горизонтальной строчке нанесено количество воздуха V в м³/мин, протекающего по воздухопроводу и пересчитанного на давление всасывания; здесь же проведены линии диаметров d труб в мм, поднимающиеся слева направо, и линии скорости воздуха в трубе в м/сек, опускающиеся слева направо, и вычисленные при давлении 6 ат и температуре 15° С.

Предположим, надо определить скорость воздуха в воздухопроводе $v_{\text{т}}$ и падение давления Δp в нем, если $V = 200$ м³/мин; $d = 275$ мм; $l = 2500$ м (с учетом арматуры); $p_{\text{изб}} = 8$ ат.

Для решения этой задачи находим на горизонтальной строчке номограммы точку, соответствующую 200 м³/мин. Через эту точку проводим вертикаль до пересечения с линией диаметра 275 мм. Полученная точка находится на линии скорости 8 м/сек, которая соответствует избыточному давлению 6 ат, т. е. абсолютному давлению 7 ат. Для получения скорости, соответствующей заданному условию, т. е. 8 ат избыточного давления (9 ат абсолютного давления),

Рис. 151. Но-
грамма для рас-
чета воздухопро-
чета воздухопро-
вода



необходимо $\frac{8 \cdot 7}{9} = 6,2$ м/сек. Для определения падения давления из полученной точки пересечения линий количества воздуха и диаметра трубы проводим горизонталь до пересечения ее с левой вертикалью, ограничивающей правый прямоугольник номограммы. Эта вторая точка соответствует потере $\Delta p = 0,0014$ ат при избыточном давлении 6 ат и длине воздухопровода 10 м. Из последней точки проводим наклонную прямую, параллельную строчке длин, до пересечения с вертикалью, соответствующей длине воздухопровода 2500 м, и, проведя затем горизонталь из полученной точки до среднего вертикального столбца, получаем на участке воздухопровода длиной 2500 м при избыточном давлении воздуха 6 ат потерю давления $\Delta p = 0,33$ ат. Из этой точки проводим наклонную прямую, параллельную строчке средних давлений, до пересечения с вертикалью, соответствующей избыточному давлению 8 ат. Наконец, из последней точки проводим горизонталь до крайнего левого столбика и получаем, что для заданных выше условий потеря давления воздуха в воздухопроводе $\Delta p = 0,26$ ат.

При определении диаметра воздухопровода идут в обратном направлении.

Сравнение замеренной потери давления в шахтном воздухопроводе с полученной по номограмме, приведенной на рис. 151, показывает, что результаты по номограмме при расчете диаметров воздухопроводов должны быть увеличены на 10—15%. Следовательно, β в 1,6—2 раза больше по сравнению с данными Фриче.

Характеристика воздухопровода представляет собой зависимость между расходом сжатого воздуха в трубопроводе и давлением в нем [50].

С помощью характеристик воздухопровода и характеристик компрессоров решаются задачи в области проектирования и эксплуатации пневматических установок.

В отличие от трубопроводов шахтного вентилятора и насоса к одному концу воздухопровода присоединены компрессоры производительностью $V_{к.с.}$, к другому — потребители, использующие $V_{п.с.}$ воздуха. Для воздухопровода характерны утечки сжатого воздуха $V_{ут} = \frac{1}{2} V_{к.с.} - V_{п.с.}$ и разветвленная конфигурация. Кроме того, в воздухопроводе имеют место гидравлические сопротивления.

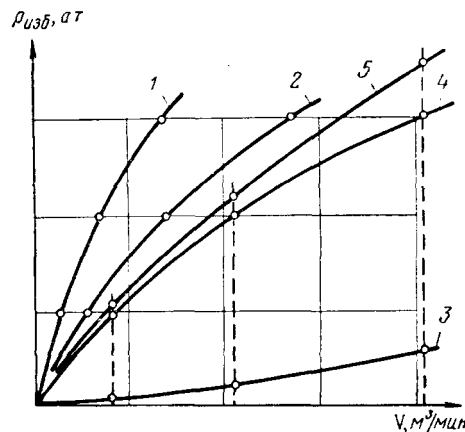


Рис. 152. Характеристика воздухопровода

Следовательно, характеристика воздухопровода состоит из трех компонентов (рис. 152): а) характеристики воздухопровода по утечкам сжатого воздуха 1; б) расходных характеристик потребителей 2 — зависимости расхода воздуха потребителями от давления; в) характеристики воздухопровода по гидравлическим сопротивлениям $\Delta p = R_b V^2$ (см. ч. I, гл. I, § 3).

Построение характеристики воздухопровода в осях $p-V$ показано на рис. 152: а) сложением абсцисс кривых 1 и 2 находится кривая 4 — характеристика воздухопровода без учета гидравлических сопротивлений в нем; б) сложением ординат кривых 4 и 3 получается характеристика воздухопровода 5.

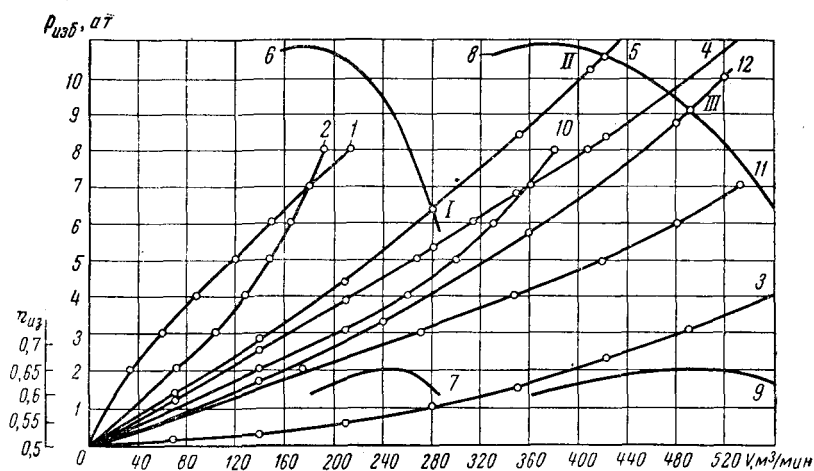


Рис. 153. Диаграмма работы турбокомпрессоров на шахтный воздухопровод

Значение характеристики воздухопровода при эксплуатации пневматической установки можно пояснить на следующих задачах: 1) может ли быть использован существующий на шахте воздухопровод при увеличении производительности компрессорной станции в связи с заменой поршневых компрессоров турбокомпрессорами; 2) насколько необходимо повысить производительность компрессорной станции, чтобы в месте потребления сжатого воздуха давление повысилось на заданную величину; 3) насколько повысится давление сжатого воздуха в месте его потребления при повышении давления на компрессорной станции на заданную величину и т. д.

Решение первой задачи показано на рис. 153.

1. Экспериментально установлено, что характеристика 1 существующего воздухопровода по утечкам сжатого воздуха определяется зависимостью

$$V_{ут} = 15,1 p_{изб}^{1,28}, \text{ м}^3/\text{мин.}$$

2. Расходная характеристика 2 потребителей устанавливается с учетом коэффициентов одновременности работы потребителей. В работе находится отбойных молотков — 94 шт., бурильных молотков — 8 шт., вентиляторов местного проветривания — 5 шт.

3. Характеристика 3 воздухопровода по гидравлическим сопротивлениям получается согласно выражению $\Delta p = R_b = V^2$. Замсром установлено, что при

$V = 280 \text{ м}^3/\text{мин}$ $\Delta p = 1 \text{ ат}$. Задавая различные значения V , находят значения Δp , и по этим данным строится характеристика 3.

Характеристика воздухопровода 5 получается на основании кривых 1, 2 и 3 (кривая 4 — характеристика воздухопровода без учета потерь давления в нем).

По точке I пересечения характеристики 5 и характеристики 6 турбокомпрессора К 250-61-1 устанавливается режим работы; производительность $V = 280 \text{ м}^3/\text{мин}$, давление $p_{изб} = 6,4 \text{ ат}$, изотермический к. п. д. $\eta_{из} = 0,635$ (согласно кривой 7).

Таким образом, в данное время один турбокомпрессор обеспечивает производительность, соответствующую сумме расхода воздуха потребителями и на утечки.

Если к существующему воздухопроводу присоединить параллельно два турбокомпрессора К 250-61-1, то суммарная характеристика их на рис. 153 изобразится кривой 8, а зависимость к. п. д. — кривой 9. Режим работы определится координатами точки II: производительность $V = 420 \text{ м}^3/\text{мин}$; $p_{изб} = 10,5 \text{ ат}$. Следовательно, параллельная работа двух компрессоров в данных условиях нецелесообразна.

Предположим, что расход воздуха по шахте увеличился в два раза. Если принять, что характеристики 1 и 3 останутся без изменений, то характеристика потребителей изобразится линией 10, характеристика воздухопровода без учета

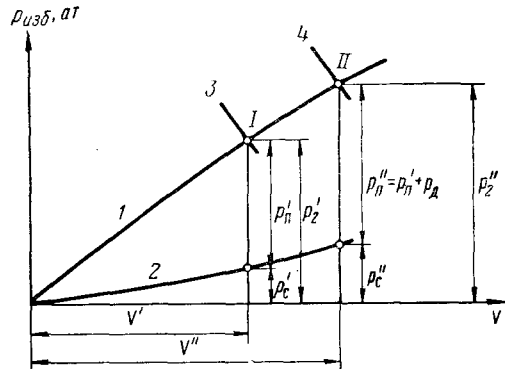


Рис. 154. Повышение давления сжатого воздуха в местах его потребления при увеличении производительности компрессорной станции

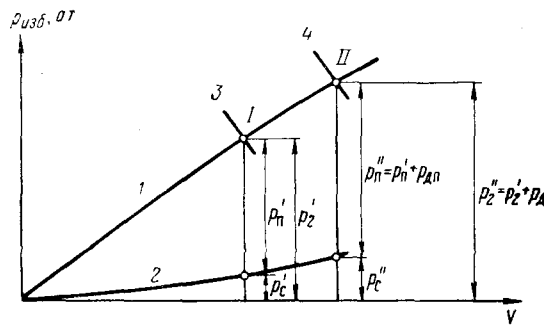


Рис. 155. Повышение давления сжатого воздуха в местах его потребления при увеличении давления у компрессоров

потери давления — линией 11, а характеристика воздухопровода — линией 12. При характеристике 3 и кривой к. п. д. 9 двух параллельно работающих турбокомпрессоров получается режим III работы: $V = 490 \text{ м}^3/\text{мин}$; $p_{изб} = 9 \text{ ат}$; $\eta_{к. из} = 0,65$, т. е. параллельная работа двух турбокомпрессоров целесообразна.

Решение второй задачи показано на рис. 154, где кривая 1 — характеристика воздухопровода, а кривая 2 — характеристика его по гидравлическим сопротивлениям. При характеристике компрессорной станции 3 режим работы изобразится точкой I, согласно которой расход воздуха в воздухопроводе V' при

давлении у компрессоров p_2' , сопротивлении в воздухопроводе p_c' и давления у потребителей p_n' . Для повышения давления у потребителей на заданную величину p_d , т. е. чтобы оно стало $p_n'' = p_n' + p_d$, необходимо, чтобы расход воздуха в воздухопроводе стал V'' (давление у компрессоров при этом будет p_2''), что достигается при характеристике компрессорной станции 4 (включением в работу дополнительного компрессора), обеспечивающей режим работы II, причем сопротивление в воздухопроводе возрастет до p_c'' . Следовательно, для повышения давления сжатого воздуха в месте его потребления на заданную величину p_d производительность компрессорной станции должна возрасти на $V_d = V'' - V'$.

Решение третьей задачи показано на рис. 155, где приняты те же обозначения, что и на рис. 154. Если давление сжатого воздуха на компрессорной станции повысилось на заданную величину $p_d = p_2'' - p_2'$, то давление сжатого воздуха в месте его потребления возрастет на величину $p_{д.п} = p_n'' - p_n'$. Это может быть достигнуто в случае, когда режим работы компрессорной станции вместо I станет II при включении дополнительного компрессора.

Как во второй, так и в третьей задаче желаемый результат может быть достигнут не только за счет увеличения производительности компрессорной станции, но и за счет уменьшения сопротивления воздухопровода (при этом кривая 2 на рис. 154 и 155 будет более пологой).

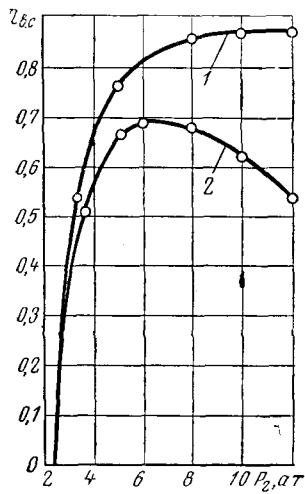


Рис. 156. Зависимость к. п. д. воздухопровода от конечного давления

Экономичность эксплуатации воздухопровода оценивается при помощи его к. п. д., под которым понимается отношение воздушного потока при поступлении к потребителям и при выходе из компрессора.

В предположении изотермического процесса в воздухопроводе к. п. д. неразветвленного воздухопровода, один конец которого присоединен к компрессорам, а другой — к потребителям [50, 52],

$$\eta_{в.с} = (1 - k_y) \frac{\lg \frac{p_2 - \Delta p}{p_1}}{\lg \frac{p_2}{p_1}}, \quad (166)$$

где p_2 и p_1 — давление воздуха в компрессоре соответственно конечное и начальное;

Δp — потери давления в воздухопроводе.

Для шахтного сложного разветвленного воздухопровода

$$\eta_{в.с} = \frac{\sum V_{п.с} \lg \frac{p_2 - \Delta p_{к-п}}{p_1}}{V_{к.с} \lg \frac{p_2}{p_1}}, \quad (167)$$

где $V_{п.с}$ — расход воздуха потребителями на конце каждого участка; $\Delta p_{к-п}$ — потери давления на участке воздухопровода компрессор — потребители.

Применительно к угольным шахтам $\eta_{а.с} = 0,47 \div 0,6$, а средне-взвешенное значение его $\eta_{в.с} = 0,53$.

На основании выражений (161), (162) и (166) и имея в виду, что в выражении (161) принято давление избыточное, т. е. $p_{изб} = p_2 - 1$, а абсолютное давление $p_1 = 1$ ат, имеем

$$\eta_{в.с} = \left[1 - \frac{la(p_2 - 1)^b}{V_{к.с}} \right] \frac{\lg(p_2 - \Delta p)}{\lg p_2}, \quad (168)$$

где l — длина воздухопровода, м.

Так как формула (168) справедлива при $4 \text{ ат} < p_2 < 17 \text{ ат}$, то полученная зависимость имеет место при значении p_2 в этом интервале.

На основании этого выражения на рис. 156 показана зависимость к. п. д. воздухопровода от давления [52]: кривая 1 для $l = 10$ км, $a = 0,8$ и $b = 1,07$; кривая 2 для $l = 30$ км; $a = 0,9$ и $b = 1,15$.

Анализ показывает, что при $p_2 = 2,5$ ат (избыточное давление равно 1,5 ат) $\eta_{в.с} = 0$, так как $\Delta p = 1,5$ ат, давление в конце воздухопровода будет равно атмосферному.

Глава IV

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Монтаж установки производится в соответствии с заводской инструкцией и заключается: в разбивке осей для компрессоров и двигателей, в устройстве фундаментов под эти машины и под аппаратуру, в установке и заливке рам компрессоров и двигателей, в сборке этих машин и установке аппаратуры, в прокладке воздухопровода.

По окончании монтажа приступают к обкатке компрессора при удаленных из гнезд клапанах. После 5 мин работы компрессор останавливают, проверяют температуру рабочих поверхностей, которая должна быть не выше 45° . Снова пускают компрессор и через 20 мин останавливают. Если температура трущихся частей не превышает 50° , обкатку продолжают еще 1 ч.

К продувке компрессора приступают, если через 1 ч его работы температура трущихся частей не превышает $50-55^\circ \text{С}$. При продувке компрессор работает, нагнетая воздух в атмосферу, первые 15—20 мин при установленных клапанах первой ступени, а затем второй ступени.

После продувки производят опробование компрессора. Сначала он 10—15 мин работает, подавая воздух в атмосферу. При этом проверяют давление в трубопроводах смазки, подачу ее и воды, работу клапанов на слух, нет ли нагрева люков клапанов, стука в кривошипно-шатунном механизме, пропуска воздуха через сальники. Затем, прикрывая постепенно задвижку на нагнетательном трубопроводе, поднимают избыточное давление сначала до 3 ат и работают 30—40 мин, а затем до 5 ат и работают 1 ч, производя ту же проверку. Наконец, поднимают давление до 7 ат и работают

не менее 2 ч, проверяя давление в первой и второй ступенях (должно соответствовать данным по паспорту), температуру воздуха после выхода из компрессора (должна быть не более 150° С). После остановки компрессора температура трущихся частей должна быть не более 60° С. Если нет никаких дефектов, компрессор работает под нагрузкой непрерывно 24 ч. В это время через каждый час замеряют и записывают в журнал данные температуры, давления и показания электроприборов. После 24-часовой работы компрессор останавливают, подтягивают кривошипно-ползунный механизм, устраняют дефекты, удаляют отработанное масло, промывают масляные баки и заполняют их свежим маслом.

Эксплуатация пневматической установки производится под руководством главного механика шахты. В компрессорном здании вывешивается инструкция, в которой четко и последовательно сформулированы обязанности лиц, обслуживающих установку, схема коммутации двигателей и схема воздухопровода с обозначением длины и диаметра труб, указанием арматуры.

При эксплуатации пневматических установок руководствуются «Правилами устройства и безопасной эксплуатации воздушных компрессорных установок и воздухопроводов».

Обслуживается установка машинистами, прошедшими специальный курс обучения. В работе машинист должен точно следовать инструкции, в которой указаны его обязанности (прием — сдача смены, пуск и остановка компрессоров, наблюдение за работой установки, за поступлением смазки и воды, спуск конденсата из промежуточных холодильников и воздухоборника, чистка фильтров и т. д.).

Машинист обязан: а) приостановить пуск компрессора и вызвать механика, если слышны толчки и удары, если амперметр показывает большие броски тока; б) немедленно остановить компрессор и вызвать механика, если прекратилась подача воды или вода нагрелась выше нормы; непрерывно повышается нагрев каких-либо частей компрессорной установки, причину которого машинист сам не может устранить; манометр показывает давление выше допустимого и при этом не работают ни регулятор давления, ни предохранительный клапан на воздухоборнике; перегружен двигатель, что видно по амперметру; слышны толчки, удары или сильные шумы в компрессоре или в двигателе; искрят щетки; чувствуется запах гари или резины; температура воздуха выше 160° С.

Машинист ведет журнал работы компрессорной установки, занося в него показания приборов через каждый час.

Вода для охлаждения компрессоров должна содержать химических и механических примесей не более 25 мг/л и иметь жесткость не более 4,3 мг-экв/л (12° Н). Если качество воды не отвечает этим требованиям, необходимо использовать фильтры и отстойники, а также применять химическую или электромагнитную обработку воды.

При химической обработке воды к ней добавляются реагенты (гашеная известь, каустическая сода, тринатрийфосфат и др.) или

производится фильтрование через слой ионообменных смол. Реагенты снижают как жесткость, так и содержание в воде взвешенных частиц. Фильтры из ионообменных смол снижают жесткость воды при предварительном осветлении, чтобы содержание взвешенных в воде веществ при поступлении на обработку не превышало 5—10 мг/л.

При магнитном способе обработки вода пропускается через магнитное поле, где теряет свои накипеобразующие вещества. Солевой состав воды при обработке не изменяется, т. е. все примеси, содержащиеся в воде до обработки, остаются в ней и выпадают при ее нагреве или отстаивании в виде рыхлого шлама, который периодически удаляется. Магнитный метод уступает по качеству химическим методам обработки воды, но он прост и удобен в эксплуатации.

Температура воды при поступлении в компрессор должна быть не выше 15—18°, а при выходе из него — не превышать температуру при входе более чем на 20°.

Поверхности охлаждения компрессоров чистят не реже двух раз в год. Накипь из холодильника и рубашек удаляют механической чисткой. Допускается химическая чистка 5%-ным раствором соляной кислоты с последующей тщательной промывкой 5%-ным раствором кальцинированной соды и водой.

Температура сжатого воздуха при избыточном давлении 6 ат не должна превышать 120—140°.

Для смазки компрессоров применяют минеральные масла. Масло должно хорошо удерживаться на трущихся поверхностях, заполнять их неровности, не изменять своих свойств при повышении температуры, не содержать кислот, твердых примесей и воды, иметь требуемую температуру вспышки. Сорт масла установлен ГОСТом, а его расход — заводской инструкцией.

При пуске поршневого компрессора задвижка на нагнетательном трубопроводе должна быть открыта, а регулятор давления — находиться в положении, соответствующем холостой работе компрессора. Перед пуском необходимо включить систему охлаждения и подать смазку к трущимся поверхностям.

Пуск турбокомпрессора является весьма ответственной операцией в его эксплуатации. Перед пуском необходимо убедиться в отсутствии видимых неисправностей, проверить уровень масла в масляном баке, выпустить конденсат из промежуточных холодильников, закрыть задвижку на нагнетательном и дроссельную заслонку на всасывающем трубопроводе и открыть задвижку для выпуска воздуха из нагнетательного трубопровода в атмосферу. Задвижки водяных трубопроводов промежуточных холодильников должны быть открыты, а на трубопроводах, подводящих воду к маслоохладителям, — закрыты.

Пуск турбокомпрессора начинается с включения пускового маслонасоса. После этого проверяется давление масла в системе и поступление его ко всем пунктам смазки, причем температура масла должна быть не ниже 25—30°. После проверки действия противопомпажного

устройства включают двигатели насосов охлаждения и, наконец, двигатель турбокомпрессора.

После вхождения двигателя в синхронизм пусковой маслонасос останавливается. При помощи стетоскопа прослушивают подшипники, редуктор и главный маслонасос агрегата, проверяют вибрацию отдельных элементов установки. При ненормальном шуме или вибрации какой-либо части агрегата турбокомпрессор немедленно останавливают. Если все узлы турбокомпрессора работают нормально, открывают задвижки на трубопроводах, подводящих охлаждающую воду к маслоохладителям, причем температура масла после выхода из охладителя должна быть 35—45°. В таком режиме турбокомпрессор работает 15—20 мин, в течение которых внимательно следят за правильностью работы агрегата.

Для нагрузки турбокомпрессора открывают дроссельную заслонку во всасывающем трубопроводе и, прикрыв выхлопную задвижку, устанавливают давление воздуха в нагнетательном патрубке компрессора, несколько больше нормального рабочего давления в воздухопроводе. Далее открывают задвижку на нагнетательном воздухопроводе и закрывают выхлопную задвижку. Первая задвижка может быть открыта, если в трубопроводе за турбокомпрессором имеется обратный клапан, в этом случае задвижка закрывается только на время ревизии или ремонта турбокомпрессора.

При работе турбокомпрессора необходимо следить по приборам за действием маслосмазки и охлаждения, за тепловым режимом, периодически проверять вибрации и шумы, производить продувку промежуточных холодильников и проверять исправность противопожарного устройства. В заводской инструкции по эксплуатации турбокомпрессоров указываются предельные значения температуры масла и воздуха, величины вибраций и т. п.

Перед остановкой турбокомпрессоров открывают выхлопную задвижку, закрывают задвижку на нагнетательном воздухопроводе, затем прикрывают дроссельную заслонку на всасе и включают пусковой маслонасос (при этом давление в маслосистеме должно увеличиться). Затем отключают двигатель компрессора.

При аварийной остановке компрессора отключают приводной двигатель, включают пусковой или аварийный маслонасос и после этого открывают и закрывают задвижки.

Сроки планово-предупредительного ремонта устанавливаются в зависимости от состояния установки, условий ее работы, качества отдельных деталей и т. д.

При ремонтном осмотре промывают гнезда и пластины клапанов; проверяют работу охлаждающей системы, сальников, фильтра, предохранительных клапанов на воздухохраниках, регуляторов давления и смазочной системы; через смотровые окна выясняют состояние поршневых колец, подтягивают болты коренных подшипников и ползуна; выпускают воду и масло из воздухохраника.

При текущем ремонте, который должен быть непродолжительным и не превышать установленных часов работы ремонтной смены или

выходных дней шахты, оборудование частично разбирается, заменяются изношенные детали; при этом выполняется полный объем работ ремонтного осмотра компрессоров. Во время текущего ремонта необходимо очистить и промыть цилиндр и клапанные коробки, притереть клапанные кольца и седла, сменить изношенные клапанные кольца, проверить состояние поршневых колец и, если необходимо, заменить их новыми, сменить сальниковые уплотнения, очистить от грязи и накипи поверхности охлаждения, очистить фильтры, очистить и проверить действие предохранительного клапана на воздухоборнике, очистить воздухоборник изнутри, очистить трубопровод между компрессором и воздухоборником, проверить запорные приспособления на трубопроводе, подтянуть болты, проверить смазочную систему, заменить износившиеся детали.

При капитальном ремонте компрессоров, производимом в механических мастерских, выполняется полный объем текущего ремонта, кроме того, разбирается компрессор и заменяются износившиеся детали. При этом, если необходимо, производится расточка цилиндров, смена поршней и их колец, ремонт двигателей и т. д.

Испытание компрессоров проводится с целью определить производительность компрессора, коэффициент подачи, показатель политропы сжатия, изотермический и адиабатный к. п. д. компрессора, а также для исследования индикаторных диаграмм.

Производительность компрессора проще всего определяется при помощи воздухомера. Если этого прибора нет, то производительность поршневого компрессора можно определить методом наполнения существующих воздухоборников. Для этого закрывают задвижку между воздухоборником и воздухопроводной сетью и пускают компрессор. Когда давление в воздухоборнике будет примерно на 1,5—2 ат ниже нормального, производят отсчет абсолютного давления p_1 (ат) и температуры T_1 воздуха в воздухоборнике. Когда давление воздуха в воздухоборнике будет примерно нормальным, производят отсчет p_2 и T_2 , замечая при этом время $t_{зам}$ (сек) между двумя отсчетами. При емкости воздухоборника с прилегающими к нему от компрессора трубами V_p (м³) производительность компрессора, отнесенная к условиям всасывания, равна

$$V_{мин} = V_p \left(\frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) \frac{T_{вс}}{p_{вс}} \cdot \frac{60}{t_{зам}}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (169)$$

где $T_{вс}$ и $p_{вс}$ — абсолютные соответственно температура и давление всасываемого воздуха.

Коэффициент подачи получается как частное от деления действительной (замеренной) производительности на теоретическую, которая находится для поршневого компрессора по формулам (130) и (131) без учета коэффициента подачи.

Для определения показателя политропы сжатия, например в I степени, необходимо измерить температуру и давление всасываемого воздуха и температуру и давление при выходе воздуха из цилиндра

I ступени. Для последующих ступеней надо также иметь начальное и конечное значение температур и давлений.

Показатель политропы на основании формулы (118) применительно к I ступени

$$n = \frac{\lg \frac{p_{np}}{p_1}}{\lg \frac{p_{np}}{p_1} - \lg \frac{T_{np}}{T_1}} \quad (170)$$

Аналогично определяется n для II ступени. Изотермический и адиабатный к. п. д. компрессора получаются как частное от деления соответственно изотермической и адиабатной мощности на действительную мощность. Для этого по формулам (114) и (128) определяются

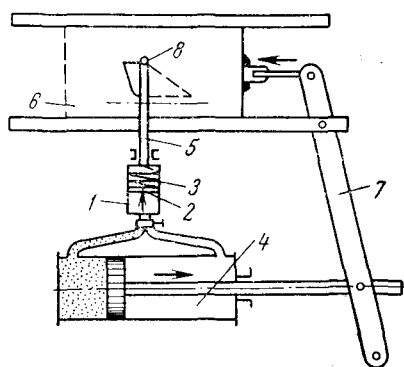


Рис. 157. Индикатор

теоретические изотермическая и адиабатная работы компрессора на сжатие 1 м^3 воздуха, причем в формуле (128) вместо показателя политропы n надо поставить показатель адиабаты k , и по формуле (133) — теоретическую мощность изотермического и адиабатного сжатия. Действительная мощность, потребляемая двигателем компрессора, определяется по формуле (76).

Индикаторная диаграмма поршневого компрессора снимается индикатором (рис. 157), принцип действия которого заключается

в следующем. Цилиндр 1 индикатора, в котором помещаются поршень 2 и пружина 3, соединен с цилиндром 4 компрессора. Изменение давления в цилиндре 4 будет влиять на положение штока 5. Благодаря перемещению штока и одновременному движению планки 6, связанной со штоком поршня рычагом 7, карандаш 8 будет записывать индикаторную диаграмму на бумаге, закрепленной на планке.

Недостатками механических индикаторов являются большая инерционность движущихся частей, а следовательно, и низкая чувствительность их к быстро протекающим в компрессоре процессам, грубое начертание линий пишущим элементом прибора и небольшие размеры самих диаграмм.

Индикаторные диаграммы большей точности можно получить осциллографированием процессов, протекающих в цилиндрах компрессоров. В комплект установки для осциллографирования входят осциллограф, тензометрический усилитель, датчики давления и отметчик положения поршня.

Осциллограмма процессов, записанная на фотоленке, представляет собой кривую зависимости давления в цилиндре от времени. Сама осциллограмма уже позволяет проанализировать характер про-

цессов, но для детального анализа работы компрессора она графоаналитическим способом или с помощью специального прибора (циклографа) преобразуется в индикаторную диаграмму.

Благодаря осциллографированию возможна одновременная запись процессов во всех рабочих полостях компрессора [53].

Индикаторную диаграмму можно получить непосредственно на экране электронно-лучевой трубки при помощи специального электронного индикатора.

По индикаторной диаграмме можно определить индикаторную мощность (см. гл. I, § 3) и, если эту мощность разделить на мощность на валу компрессора, определяемую по формуле (76), можно получить механический к. п. д. компрессора.

Индикаторные диаграммы позволяют выявить и нарушения в работе поршневых компрессоров.

На рис. 158, *а* показана индикаторная диаграмма нормально работающего поршневого компрессора, а на рис. 158, *б—з* — диаграммы ненормально работающих компрессоров. На всех диаграммах для сравнения показана пунктиром нормальная диаграмма.

На рис. 158, *б* показана индикаторная диаграмма компрессора с большим вредным пространством, что обнаруживается линией 4—1. Наличие вредного пространства приводит к снижению производительности компрессора.

На рис. 158, *в* показана индикаторная диаграмма при заедании всасывающего клапана в закрытом и открытом положении. Заедание в закрытом положении обнаруживается слишком большим выступом 1, в открытом положении — смещением линии 2—3, обусловленным запаздыванием сжатия вследствие утечки воздуха через всасывающий клапан. Это приводит к затрате излишней энергии на открывание клапана и к снижению производительности компрессора.

На рис. 158, *г* показана диаграмма при заедании нагнетательного клапана в открытом положении, что обнаруживается линией 4—1, характер которой обусловлен поступлением в цилиндр из нагнетательного трубопровода сжатого воздуха. Кроме того, заедание клапана вызывает запаздывание открывания его, что обнаруживается по слишком большому выступу 3. Это приводит к снижению производительности компрессора и затрате излишней энергии на открывание клапана.

На рис. 158, *д* показана индикаторная диаграмма компрессора, в котором нагнетательный клапан отскакивает от своего седла, что обнаруживается по крючку на кривой расширения. При этом часть воздуха из нагнетательного воздухопровода через отскачивший нагнетательный клапан возвращается обратно в цилиндр, вследствие чего снижается производительность компрессора.

На рис. 158, *е* показана индикаторная диаграмма компрессора, в котором клапаны имеют большую неплотность, что обнаруживается отсутствием выступов 1 и 3. Это приводит к снижению производительности компрессора.

На рис. 158, ж показана индикаторная диаграмма при изношенных поршневых кольцах, в связи с чем воздух с одной стороны поршня перетекает на другую, что обнаруживается пологой линией 2—3, формой линии 4—1 и впадиной в конце этой линии. Все это приводит к снижению производительности компрессора.

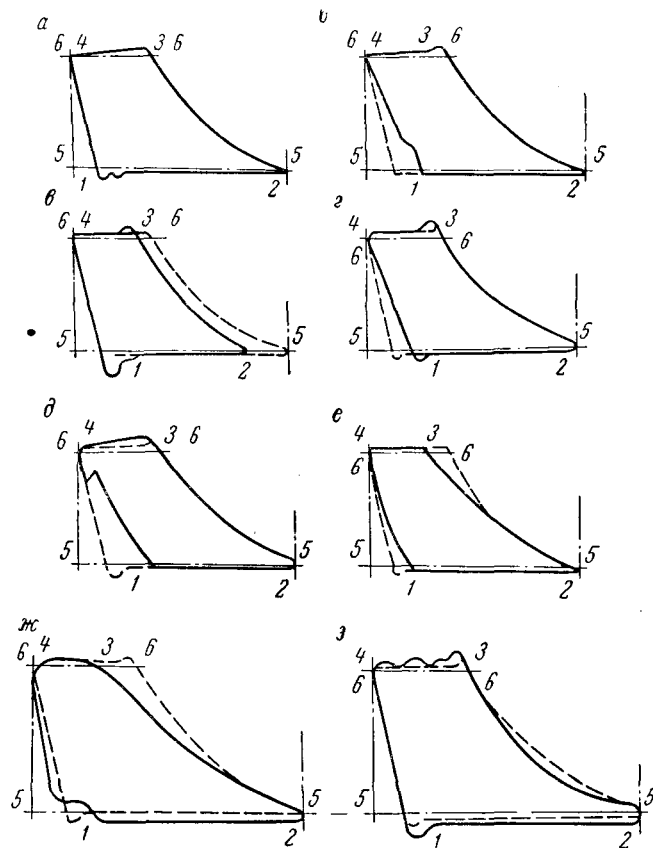


Рис. 158. Индикаторные диаграммы компрессора:
 1—2 — всасывание; 2—3 — сжатие; 3—4 — нагнетание; 4—1 —
 расширение воздуха, оставшегося во вредном пространстве; 5—
 5 — атмосферное давление; 6—6 — давление в нагнетательном тру-
 бопроводе

На рис. 158, з показана индикаторная диаграмма компрессора, во всасывающем и нагнетательном патрубках которого имеют место большие сопротивления, что обнаруживается линиями 1—2 и 3—4. Линия 1—2 идет значительно ниже нормальной, а 3—4 — выше. Это приводит к снижению производительности и затрате излишней энергии в компрессоре.

Иногда компрессор работает хорошо, а характер индикаторной диаграммы отличается от нормальной, значит неисправен сам индикатор.

Технико-экономические показатели работы пневматических установок нуждаются в значительном улучшении.

1. Средняя стоимость 1 м³ сжатого воздуха составляет 0,1 коп. По элементам затрат она складывается из стоимости электроэнергии — 75,4%, заработной платы — 10,8%, амортизационных отчислений — 9,7%, стоимости материалов — 4,1%. Таким образом, наибольшие затраты приходится на энергию.

2. Низкий к. п. д. $\eta_{п.у}$ пневматической установки приводит к перерасходу электроэнергии на производство сжатого воздуха. К. п. д. $\eta_{п.у}$ определяется как произведение к. п. д. $\eta_{к.с}$ компрессорной станции, к. п. д. $\eta_{в.с}$ воздухопроводной сети и к. п. д. $\eta_{п.д}$ пневматических двигателей потребителей

$$\eta_{п.у} = \eta_{к.с} \eta_{в.с} \eta_{п.д} \quad (171)$$

Средний общий к. п. д. пневматической установки можно найти по среднему расходу воздуха на 1 л. с. ч работы на валу пневматического двигателя.

Расход воздуха, приведенный к атмосферным условиям на 1 эф. л. с. ч пневматических двигателей, в среднем составляет 50 м³/л. с. ч., а в связи с износом приемников — 57 м³/л. с. ч.

При коэффициенте относительных утечек k_y средний расход всасываемого воздуха на 1 квт·ч работы на валу пневматического двигателя равен

$$V_{п.д} = \frac{57 \cdot 1,36}{1 - k_y} = \frac{77,5}{1 - k_y} \quad (172)$$

Так как расход электрической энергии компрессором на 1 м³ всасываемого им воздуха составляет около 0,1 квт·ч, то

$$\eta_{п.у} = \frac{1}{0,1 \frac{77,5}{1 - k_y}} = 0,129 (1 - k_y) \quad (173)$$

Обследование ряда пневматических установок показало, что их к. п. д. колеблется в пределах 6,7—7,9%, а в среднем — 7,3%. Применительно к этим же установкам увеличение $\eta_{п.у}$ на 1% приводит к уменьшению расхода электроэнергии на 11,5%, при увеличении к. п. д. на 3% — к уменьшению на 28,4%. Повышение к. п. д. $\eta_{п.у}$ связано со всеми компонентами пневматической установки — компрессорами, воздухопроводной сетью, потребителями сжатого воздуха.

Средние значения к. п. д. компонентов пневматической установки составляют: компрессорной станции $\eta_{к.с} = 0,63$, воздухопроводной сети $\eta_{в.с} = 0,53$, потребителей $\eta_{п.д} = 0,23$.

К. п. д. компрессорной станции

$$\eta_{к. с} = \frac{\sum N \eta_{к} \eta_{п} \eta_{д}}{\sum N}, \quad (174)$$

где N — мощность двигателей компрессоров;
 $\eta_{к}$, $\eta_{п}$ и $\eta_{д}$ — к. п. д. соответственно компрессоров, передачи (если она применяется) и двигателей компрессоров.

Повышение $\eta_{к. с}$ достигается главным образом за счет повышения $\eta_{к}$, так как к. п. д. $\eta_{д}$ и применяющихся при турбокомпрессорах редукторов достаточно высок. Повышению $\eta_{к}$ способствует усиление интенсивности охлаждения и уменьшение в компрессоре внутренних утечек, гидравлических и механических потерь, особенно в клапанах. Исследованиями на шахтах установлено, что работа, затрачиваемая на преодоление сопротивлений при всасывании в цилиндры и выталкивании из них воздуха, в некоторых поршневых компрессорах с кольцевыми клапанами достигает 25—30% общей работы, затрачиваемой в компрессоре. Увеличение $\eta_{к. с}$ на 10% при неизменных значениях к. п. д. двух других компонентов установки приводит к увеличению $\eta_{п. у}$ на 1,1%.

Следует указать на перерасход электроэнергии при работе турбокомпрессоров, которые не останавливаются (в отличие от поршневых компрессоров) в те часы суток, когда сжатый воздух на шахте не потребляется.

Повышение к. п. д. воздухопроводной сети $\eta_{в. с}$ достигается благодаря уменьшению утечек через различные неплотности в воздухопроводе, а также снижению сопротивления движению воздуха в трубах. Увеличение $\eta_{в. с}$ на 10% при неизменных значениях к. п. д. двух других компонентов установки приводит к увеличению $\eta_{п. у}$ на 1,4%.

Снижение утечек по 12 шахтам комбинатов Ворошиловградуголь и Кадиевуголь по сравнению с существующими на 5% приводит к снижению затрат на 128,7 тыс. руб., на 10% — на 258,4 тыс. руб., на 15% — на 387,1 тыс. руб., на 20% — на 516,7 тыс. руб.

Пневматические шестеренные двигатели с косозубыми роторами, работающие без расширения воздуха, имеют низкий к. п. д. $\eta_{п. д} = 0,2 \div 0,25$. Это же относится и к поршневым и турбинным двигателям вентиляторов местного проветривания. Повышение к. п. д. пневматических двигателей должно быть достигнуто за счет создания на заводах более совершенных конструкций и правильной эксплуатации потребителей на шахтах. Увеличение $\eta_{п. д}$ на 10% при неизменных значениях к. п. д. двух других компонентов установки приводит к увеличению $\eta_{п. у}$ на 3,2%.

При увеличении к. п. д. каждого из компонентов установки на 10% к. п. д. $\eta_{п. у}$ составит 15%, т. е. увеличится в два раза.

3. Снижение стоимости производства сжатого воздуха должно способствовать также: а) уменьшению затрат на заработную плату за счет уменьшения численности обслуживающего персонала при

автоматизации управления и централизованном снабжении воздухом нескольких шахт от одной общей компрессорной станции; б) уменьшению амортизационных отчислений за счет увеличения срока службы генераторов сжатого воздуха и потребителей, а также за счет продуманного выбора (без излишеств) числа резервных компрессоров (см. гл. V); в) уменьшению затрат на материалы за счет нормирования и экономии их расхода, а также увеличения срока службы труб воздухопровода (особенно при турбокомпрессорах).

4. На добычу 1 т угля на шахтах, разрабатывающих крутые пласты, расходуется около 140 квт·ч электроэнергии, в то время как на шахтах, где сжатый воздух не применяется, — около 28 квт·ч.

С использованием пневматической энергии на шахтах добывается около 20% общего количества угля и при этом на получение сжатого воздуха расходуется половина всей электроэнергии, потребляемой на этих шахтах.

5. При средней стоимости 1 м³ сжатого воздуха 0,1 коп., расходе воздуха на 1 т угля 700 м³ и себестоимости 1 т угля 12—14 руб. удельный вес стоимости сжатого воздуха составляет 6—7%.

Оптимальное (наивыгоднейшее) давление сжатия воздуха в компрессорах — давление воздуха на выходе из компрессоров, при котором на единицу работы на исполнительном органе рабочей машины затрачивается минимум работы на производство сжатого воздуха. Оптимальное давление, являющееся важным фактором улучшения экономических показателей работы пневматической установки, имеет место при максимальном к. п. д. пневматической установки и определяется следующим образом [51]:

- находятся зависимости $\eta_{к.с.}$, $\eta_{в.с.}$, $\eta_{п.д.}$ от давления p_2 ;
- в координатах $\eta - p_2$ (рис. 159) в одинаковых масштабах строятся зависимости $\eta_{к.с.}$, $\eta_{в.с.}$ и $\eta_{п.д.}$ (кривые соответственно 1, 2 и 3);
- зависимость $\eta_{п.у} = f(p_2)$ (кривая 4) находится на основании выражения (171) перемножением ординат кривых 1, 2 и 3;
- по максимальному значению к. п. д. $\eta_{п.у.макс}$ установки по кривой 4 находят оптимальное давление $p_{2опт}$.

На рис. 159 конечное давление сжатия p_2 абсолютное (ат), поэтому кривые 1 и 3 к. п. д. $\eta_{к.с}$ компрессорной станции $\eta_{п.д}$ двигателей

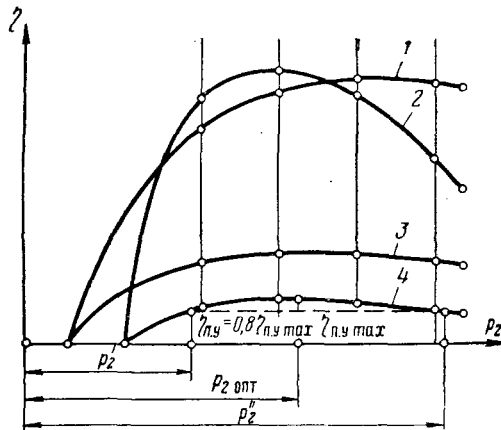


Рис. 159. Определение оптимального давления сжатого воздуха

потребителей сжатого воздуха начнутся из точки на оси p_2 , соответствующей абсолютному давлению, равному 1 ат, т. е. при нулевом значении избыточного давления. Кривая 2 к. п. д. $\eta_{в.с}$ воздухопровода начнется из точки, соответствующей абсолютному давлению 2,5 ат, т. е. избыточному давлению, равному 1,5 ат.

Если считать из условия экономичности работы установки, что ее к. п. д. должен быть не менее $\eta_{п.у} = 0,8\eta_{п.у\max}$, то диапазон промышленного использования пневматической установки представляет собой часть кривой 4, минимальное значение ординат которой $0,8\eta_{п.у\max}$ с соответствующими значениями давлений p_2' и p_2'' (см. рис. 159).

Централизованное снабжение сжатым воздухом нескольких шахт от одной компрессорной станции способствует снижению стоимости 1 м³ сжатого воздуха примерно на 25—35%.

Нормирование потребления сжатого воздуха является важным мероприятием в производстве и расходовании сжатого воздуха.

При этом необходимо: 1) установить нормы расхода сжатого воздуха по участкам, шахте, комбинату; 2) контролировать выработку сжатого воздуха компрессорной станцией и расход его по участкам и всей шахте.

Для контроля за выработкой и расходом сжатого воздуха у компрессоров и в местах потребления сжатого воздуха должны быть установлены воздухомеры.

Глава V

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

При проектировании пневматической установки необходимо:

- 1) установить требуемую производительность компрессорной станции, выбрать тип и число компрессоров определенной производительности, двигатели и пусковую аппаратуру;
- 2) составить схему воздухопровода и рассчитать его;
- 3) произвести технико-экономические расчеты по определению капитальных затрат на оборудование и монтаж всей пневматической установки, определить проектную стоимость 1 м³ воздуха и расход его на 1 т добычи.

Производительность компрессорной станции определяется в соответствии с расходом сжатого воздуха по шахте

$$V_{к.с} = \sum k_p n_p V_{п.с} + V_{ул}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (175)$$

где k_p — коэффициент одновременности работы потребителей — отношение работающих в данный момент потребителей к общему количеству их, которые должны работать;

- n_n — количество потребителей сжатого воздуха, работающих в смену;
 $V_{п.с}$ — количество воздуха, потребляемого одним потребителем, м³/мин;
 $V_{ут}$ — допустимые утечки на 1 км воздухопровода (5—6 м³/мин · км);
 l — длина воздухопровода, присоединенного к компрессорам, км.

Увеличение расхода воздуха в связи с износом потребителей учитывается поправочными коэффициентами к номинальному расходу (отбойные и бурильные молотки — 1,15, пневматические двигатели — 1,1).

Коэффициенты одновременности для отбойных и бурильных молотков принимают: при числе молотков до 10 $k_p = 1 \div 0,75$; от 11 до 30 $k_p = 0,85 \div 0,75$; от 31 до 60 $k_p = 0,75 \div 0,65$; свыше 60 — не менее 0,65. Коэффициент k_p для других потребителей принимают в зависимости от условий их работы.

При определении числа потребителей необходимо в соответствии с предполагаемой организацией работы на шахте составить таблицу распределения их по сменам и добиться примерно одинакового расхода сжатого воздуха в каждую смену (табл. 14).

В формуле (175) суммируются номинальные расходы воздуха потребителями. Для различных потребителей номинальные расходы воздуха соответствуют различным величинам давлений, что формулой (175) не учитывается. В работе же у всех потребителей устанавливается какое-то одно давление и расход сжатого воздуха каждым из потребителей будет соответствовать этому давлению, т. е. будет отличаться от номинального. Следовательно, если это представить в координатных осях давления и расхода, то по формуле (175) суммируются абсциссы кривых при различных ординатах (давлениях), что нельзя назвать точным решением.

Такое приближенное решение можно считать практически приемлемым для новых поршневых компрессоров, учитывая их характеристику, и неприемлемым для турбокомпрессоров.

При расчетах пневматических установок с турбокомпрессорами (а также с поршневыми компрессорами, бывшими в работе, характеристика которых отличается от теоретической — см. рис. 129) режим их работы устанавливается по характеристикам компрессоров и воздухопровода.

При выборе типа компрессоров на поршневые следует ориентироваться тогда, когда не более 3—4 агрегатов обеспечат требуемый на шахте расход воздуха при производительности одного компрессора не более 100 м³/мин. При большей производительности компрессорной станции (свыше 500 м³/мин), когда производительность одного агрегата должна быть 250 м³/мин и более, необходимо ориентироваться на турбокомпрессоры.

Резерв компрессоров устанавливается так. Если один компрессор обеспечивает требуемую производительность, то другой такого же типа компрессор должен быть резервным, т. е. имеется 100%-ный

Распределение потребителей

Участок	I смена								II			
	комбайны	лебедки комбайнов	отбойные молотки	бурильные молотки	маневровые лебедки	породо-погрузочные машины	вентиляторы	пневмо-погрузчик	комбайны	лебедки комбайнов	отбойные молотки	бурильные молотки
I	1	1	2	1	1	—	1	—	1	1	2	—
II	—	—	—	1	—	—	1	—	1	1	2	—
III	—	—	—	—	1	1	1	—	—	—	11	1
IV	1	1	2	—	1	1	1	—	—	—	—	1
V	—	—	11	—	1	1	1	—	—	—	—	—
VI	—	—	11	—	1	1	1	—	—	—	11	—
VII	—	—	—	2	—	—	1	—	—	—	—	—
Итого	2	2	26	4	5	4	7	—	2	2	26	2

резерв. Если требуемая производительность обеспечивается несколькими компрессорами, то на 3—4 работающих компрессора резервным должен быть один компрессор.

Избыточное давление сжатого воздуха у стационарных компрессоров, установленных на поверхности, должно быть не менее 7—8 ат, а у передвижных — не менее 6—7 ат.

При территориально близком расположении шахт, потребляющих сжатый воздух, целесообразно соорудить центральную компрессорной станции, обслуживающей эти шахты.

Годовой расход электроэнергии компрессорной станцией

$$W_{\text{год}} = \frac{\sum N}{\eta_d \eta_c} n_{\text{ч}} n_{\text{д}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}, \quad (176)$$

где $\sum N$ — суммарная мощность двигателей компрессоров, работающих одновременно, кВт;

$\eta_d = 0,85 \div 0,9$ и $\eta_c = 0,95$ — к. п. д. соответственно двигателя и электрической сети;

$n_{\text{ч}}$ и $n_{\text{д}}$ — число часов работы компрессоров в сутки и дней работы компрессоров в году.

Пример расчета пневматической установки. Рассчитать пневматическую установку для шахты, которая дает суточную добычу 2000 т угля и разрабатывает крутые пласты на глубине 400 м от поверхности земли.

Пневматическая энергия применяется для угольных комбайнов, лебедок для подвески комбайнов, бурильных и отбойных молотков, маневровых лебедок, породопогрузочных машин и участковых вентиляторов.

Количество разрабатываемых пластов, расстояния между ними по квершлагу, конечные длины по простиранию (до границ шахтного поля) указаны на рис. 160.

Таблица 14

смена				III смена							
маневровые лебедки	породопогрузочные машины	вентиляторы	пневмопогрузчик	комбайны	лебедки комбайнов	отбойные молотки	бурильные молотки	маневровые лебедки	породопогрузочные машины	вентиляторы	пневмопогрузчик
1	1	1	—	—	—	—	—	1	1	1	—
1	1	1	—	1	1	2	—	1	1	1	—
—	—	1	—	—	—	11	—	1	1	1	—
1	1	1	—	—	1	2	—	1	1	1	—
1	1	1	—	—	—	11	1	1	—	1	—
—	—	1	1	—	—	—	1	—	—	1	1
5	4	7	1	2	2	26	2	5	4	7	1

На участках *I*, *II* и *IV* работают комбайны и по два отбойных молотка, а на участках *III*, *V* и *VI* — по 11 отбойных молотков. На каждом участке, кроме того, работают один бурильный молоток, одна породопогрузочная машина, одна маневровая лебедка и один вентилятор.

На углубке ствола (участок *VII*) работают два бурильных молотка и пневмопогрузчик.

Расход воздуха в отбойном и бурильном молотках, учитывая увеличение его в связи с износом молотков, принимаем соответственно 1,3 и 3,2 м³/мин, в комбайне — 30 м³/мин, в лебедке комбайна — 16 м³/мин, в маневровой лебедке — 7,2 м³/мин, в вентиляторе — 4 м³/мин, в породопогрузочной машине — 10 м³/мин, в пневмопогрузчике — 3,25 м³/мин.

Здание компрессорной станции может быть расположено на расстоянии 100 м от ствола.

Компрессорная станция работает в три смены, работы по уголю ведутся в две смены.

1. Расчет производительности компрессорной станции, тип и число компрессоров, двигатели и пусковая аппаратура. Предварительно составляем таблицу распределения потребителей сжатого воздуха по сменам (см. табл. 14).

В соответствии с этой таблицей и по формуле (175) требуемая производительность компрессорной станции, когда очистные работы подойдут к границам шахты,

$$V_{к.с} = k_{p1}n_{п1}V_{п.с1} + k_{p2}n_{п2}V_{п.с2} + k_{p3}n_{п3}V_{п.с3} + k_{p4}n_{п4}V_{п.с4} + k_{p5}n_{п5}V_{п.с5} + k_{p6}n_{п6}V_{п.с6} + k_{p7}n_{п7}V_{п.с7} + V_{yrl}, \text{ м}^3/\text{мин};$$

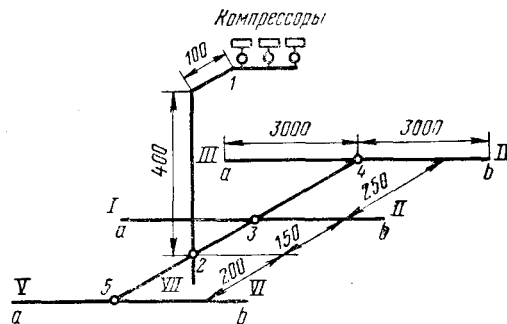


Рис. 160. Схема к расчету воздухопровода

$$V_{к.с} = 0,85 \cdot 2 \cdot 30 + 0,85 \cdot 2 \cdot 16 + 0,78 \cdot 26 \cdot 1,3 + 0,9 \cdot 4 \cdot 3,2 + 0,7 \cdot 5 \cdot 7,2 + 0,5 \cdot 4 \cdot 10 + 1 \cdot 7 \cdot 4 + 5 \cdot 19,1 = 284,8 \text{ м}^3/\text{мин},$$

то же, в начале работ на горизонте

$$V_{к.с} = 0,85 \cdot 2 \cdot 30 + 0,85 \cdot 2 \cdot 16 + 0,78 \cdot 26 \cdot 1,3 + 0,9 \cdot 4 \cdot 3,2 + 0,7 \cdot 5 \cdot 7,2 + 0,5 \cdot 4 \cdot 10 + 1 \cdot 7 \cdot 4 + 5 \cdot 1,1 = 194,8 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Расход воздуха на утечки в конце работ на горизонте

$$V_{ут}\% = \frac{5 \cdot 19,1}{284,8} 100 = 33,5\%,$$

то же в начале работ на горизонте

$$V_{ут}\% = \frac{5 \cdot 1,1}{194,8} 100 = 2,8\%.$$

Средний процент расхода воздуха на утечки составит 18,1%.

На основании расчетной производительности компрессорной станции принимаем четыре поршневых компрессора 4M10-100/8 производительностью 100 м³/мин каждый; один из компрессоров резервный.

Резерв производительности компрессоров в конце работ на горизонте составляет [(400-300) : 300] 100 = 33%, а в начале работ он будет [(400 - 200) : 200] 100 = 100%, следовательно, средний резерв производительности за время работы установки равен 66,5%.

Емкость воздухооборника для каждого компрессора по формуле (159) составит $V_{вс} = 16 \text{ м}^3$.

Мощность двигателей для компрессоров определяется по формуле (135). Работа на сжатие 1 м³ воздуха от 1 до 8 ат при адиабатном сжатии по формуле (120) $L_{к.ад} = 24 \cdot 200 \text{ кгс/м}^3$.

Мощность двигателя компрессора 4M10-100/8

$$N = \frac{L_{к.ад} V_{мин}}{102 \cdot 60 \eta_i \text{ ад} \eta_{мех} \eta_{п}} = \frac{24 \cdot 200 \cdot 100}{102 \cdot 60 \cdot 0,92 \cdot 0,9} = 480 \text{ квт}.$$

Таблица 15

К расчету участков воздухопровода

Место прокладки труб	Участок воздухопровода (см. рис. 160)	Действительная длина участков воздухопровода, м	Сумма действительной и эквивалентной длины, м	Количество воздуха, протекающего на участке воздухопровода, м ³ /мин	Принятое падение давления на участке воздухопровода, ат	Расчетный диаметр труб воздухопровода, мм	Скорость воздуха, м/сек	Стандартный диаметр трубы, мм
Поверхность и ствол	1-2	500	550	284,8	0,15	260	13	307
	Квершлаг	2-3 3-4 2-5	150 250 200	165 275 220	216,4 128,4 90,8	0,1 0,15 0,1	190 160 155	16,5 15 11
Штреки	3-a	3000	3300	84,7	1,25	155	10,5	166
	3-b	3000	3300	84,7	1,25	155	10,5	166
	4-a	3000	3300	48,4	1,1	135	7,5	145
	4-b	3000	3300	84,7	1,1	160	9,3	166
	5-a	3000	3300	48,4	1,25	120	9,3	130
	5-b	3000	3300	48,4	1,25	120	9,3	130

После этого необходимо выбрать тип двигателей (с компрессором 4М10-100/8 двигатель поставляется комплектно), распределительные устройства, аппаратуру управления и контроля и кабели.

2. *Расчет воздухопроводной сети.* В соответствии со схемой вскрытия месторождения составляем схему воздухопроводной сети. Расчет ведем по данным смен, в которые наблюдается максимальный расход воздуха. Падение давления в воздухопроводе от компрессоров до самого удаленного потребителя принимаем 1,5 ат. Сопротивление в арматуре воздухопровода учитываем эквивалентной длиной, равной 10% фактической длины. Результаты расчета воздухопроводной сети, произведенного по номограмме (см. рис. 151), сведены в табл. 15.

Определение количества воздуха, протекающего по отдельным участкам воздухопровода (см. рис. 160), производилось следующим образом.

Участок воздухопровода 1—2. По этому участку протекает количество воздуха, равное полной производительности компрессорной станции, т. е. $V_{1-2} = 284,8 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Участок воздухопровода 2—3. По этому участку протекает воздух для двух комбайнов, двух комбайновых лебедок, 15 отбойных молотков, четырех маневровых лебедок, четырех породопогрузочных машин и четырех вентиляторов (III смена, в соответствии с табл. 14) плюс расход воздуха на утечки, которые будут иметь место на длине воздухопровода, находящегося в данную смену под воздухом, т. е. на длине 12,4 км. По формуле (175)

$$V_{2-3} = 0,85 \cdot 2 \cdot 30 + 0,85 \cdot 2 \cdot 16 + 0,83 \cdot 15 \cdot 1,3 + 0,75 \cdot 4 \cdot 7,2 + 0,5 \cdot 4 \cdot 10 + 1 \cdot 4 \cdot 4 + 5 \cdot 12,4 = 216,4 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Аналогичным образом определяется количество воздуха, протекающего на всех рассчитываемых участках воздухопровода:

$$\begin{aligned} V_{3-4} &= 1 \cdot 1 \cdot 30 + 1 \cdot 1 \cdot 16 + 0,84 \cdot 13 \cdot 1,3 + 0,9 \cdot 2 \cdot 7,2 + 0,8 \cdot 2 \cdot 10 + \\ &\quad + 1 \cdot 2 \cdot 4 + 5 \cdot 6,25 = 128,4 \text{ м}^3/\text{мин}; \\ V_{2-5} &= 0,8 \cdot 22 \cdot 1,3 + 0,9 \cdot 2 \cdot 7,2 + 0,8 \cdot 2 \cdot 10 + 1 \cdot 2 \cdot 4 + 5 \cdot 6,2 = 90,8 \text{ м}^3/\text{мин}; \\ V_{3-a} &= V_{3-b} = V_{4-b} = 1 \cdot 1 \cdot 30 + 1 \cdot 1 \cdot 16 + 0,97 \cdot 2 \cdot 1,3 + 1 \cdot 1 \cdot 7,2 + \\ &\quad + 1 \cdot 1 \cdot 10 + 1 \cdot 1 \cdot 4 + 5 \cdot 3 = 84,7 \text{ м}^3/\text{мин}; \\ V_{4-a} &= V_{5-a} = V_{5-b} = 0,85 \cdot 11 \cdot 1,3 + 1 \cdot 1 \cdot 7,2 + 1 \cdot 1 \cdot 10 + \\ &\quad + 1 \cdot 1 \cdot 4 + 5 \cdot 3 = 48,4 \text{ м}^3/\text{мин}. \end{aligned}$$

Годовой расход энергии по формуле (176) составит 10 700 000 квт·ч.

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ
ШАХТНЫЕ ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ

Г л а в а I

МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВКАХ

Подъемные установки классифицируются следующим образом:

1) по назначению: главные — для подъема полезного ископаемого, вспомогательные — для подъема-спуска людей и транспортирования различных грузов (породы, оборудования, материалов), причем они могут быть людские, грузовые и грузо-людские; проходческие — для транспортирования грузов и людей;

2) по ориентировке пути транспорта: вертикальные, наклонные¹;

3) по типу подъемных сосудов: с бадьями, с опрокидными клетями, со скипами, с опрокидными клетями;

4) по типу органов для навивки подъемного каната: с органами навивки постоянного радиуса (цилиндрические барабаны, ведущие шкивы трения), с органами навивки переменного радиуса (бицилиндрические барабаны и др.);

5) по числу подъемных канатов: одноканатные, многоканатные;

6) по способу уравновешивания: неуравновешенные системы, уравновешенные системы (с уравновешивающим канатом при органах навивки постоянного радиуса, с органами навивки переменного радиуса);

7) по типу подъемного двигателя: с асинхронным двигателем, с двигателем постоянного тока.

Подъемные установки с двухэтажными опрокидными клетями и со скипами показаны на рис. 161. Грузовые вагонетки (рис. 161, а) вкатываются в клеть I на нижнем I и промежуточном II горизонтах шахты (соответственно нижняя и промежуточная приемные площадки) и одновременно выгружаются из другой клетки 2 в надшахтном здании III (верхняя приемная площадка). Вслед за этим верхняя клеть загружается порожними вагонетками, а нижняя — разгружается от них.

¹ Установки для наклонных выработок изучаются в курсе «Шахтный транспорт».

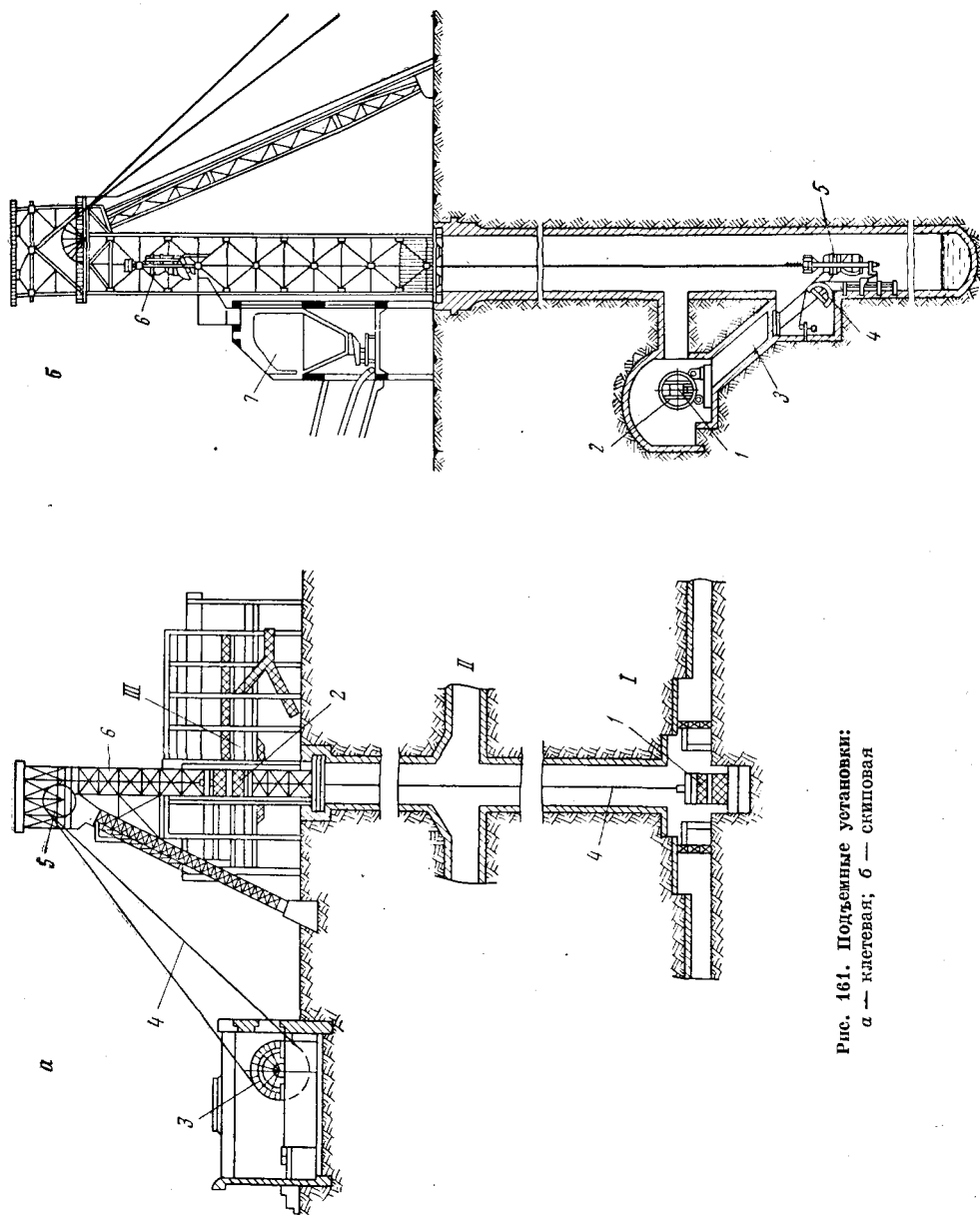


Рис. 161. Подъемные установки:
 а — клетевая; б — скиповая

Движение клеток производится подъемной машиной 3 с помощью подъемных канатов 4, переброшенных через копровые шкивы 5 на копре 6. При вращении двигателем органов навивки один канат навивается, а другой свивается с них, благодаря чему происходит одновременный подъем одной клетки и спуск другой.

При скиповой установке (рис. 161, б) груженная вагонетка 1 разгружается с помощью опрокидывателя 2 в бункер 3, откуда через дозатор 4 загружается скип 5. Одновременно с загрузкой скипа 5 разгружается другой скип 6 в бункер 7 на поверхности. Далее полезное ископаемое конвейером доставляется к обогатительным устройствам или к месту погрузки его в железнодорожные вагоны.

При установке с опрокидными клетями загрузка их полезным ископаемым аналогична загрузке обыкновенных клеток, разгрузка — разгрузке скипов.

Иногда вместо двухклетевой и двухскиповой установок применяется одноклетевая или односкиповая установка с подъемным сосудом на одной ветви каната и противовесом на другой.

Подъемная машина располагается в специальном здании и состоит из органов навивки подъемных канатов, редуктора, подъемного двигателя, аппаратуры управления и защиты.

§ 2. ПОДЪЕМНЫЕ СОСУДЫ

Бадья и применяются при проходке и углубке стволов шахт для спуска-подъема людей и транспортирования породы и материалов.

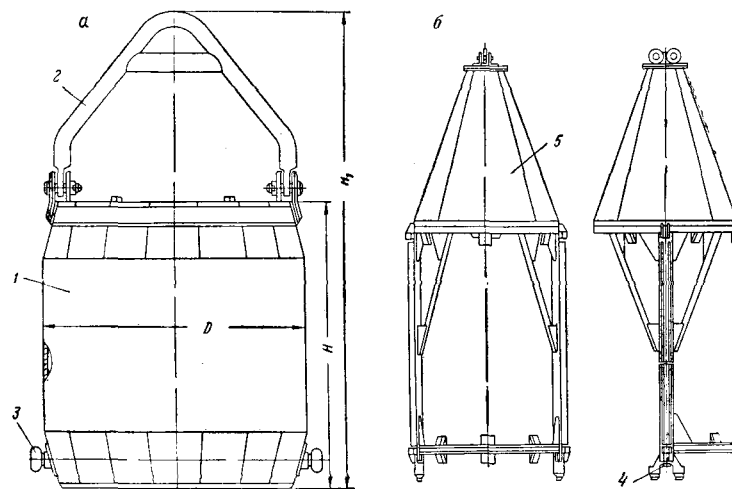


Рис. 162. Самоопрокидывающаяся бадья:
а — бадья; б — направляющая рамка

Бадья (рис. 162, а) состоит из сварного кузова 1 и дужки 2. Кузов и днище бадьи изготовляются из листовой стали толщиной соответственно 6—8 и 10—12 мм.

Бадьи делятся на самопрокидывающиеся и неопрокидные.

Самопрокидывающаяся бадья в нижней части корпуса имеет две цапфы 3, вокруг которых она поворачивается при разгрузке. Цапфы входят в гнезда 4 направляющей рамки (рис. 162, б), которая перемещается в проводниках, обеспечивая устойчивое положение бадьи при движении ее по стволу. Для предохранения людей, находящихся в бадье, от случайно падающих предметов направляющая рамка имеет зонт 5.

Неопрокидная бадья по конструкции аналогична самопрокидывающейся. Для разгрузки ее на днище закреплены два кольца.

Таблица 16

Технические характеристики бадей

Бадья	Размеры бадьи, мм (см. рис. 162)			Грузоподъемность по породе, тс	Вес бадьи, кгс	Вес направляющей рамки, кгс	Вес подвешенного устройства, кгс
	H	H ₁	D				
Неопрокидная							
БП-0,75	1170	1920	940	1,5	280	—	90
БП-1,0	1100	1965	1150	2,0	350	152	90
БП-1,5	1250	2125	1300	3,0	540	165	100
БП-20	1350	2400	1435	4,0	665	190	120
Самопрокидывающаяся:							
БПС-1,0	1100	1965	1150	2,0	370	394	90
БПС-1,5	1250	2150	1290	3,0	605	545	100
БПС-2	1350	2400	1430	4,0	730	550	120
БПС-2,5	1400	2530	1600	5,0	880	568	158
БПС-3	1600	2730	1600	6,0	940	600	158
БПС-4	—	—	1600	8,0	1280	—	132
БПС-5,5	1880	3885	2050	11,0	1700	870	150
БПС-6,5	2200	4205	2050	13,0	1950	900	218
БПС-8	—	—	2050	16,0	2360	—	—

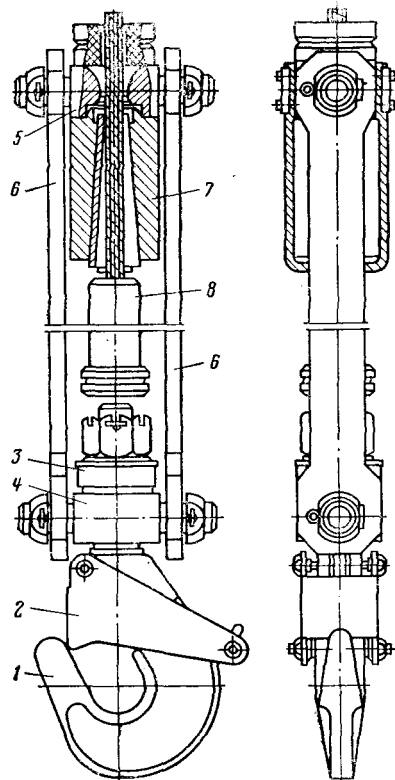
Примечание. Вес подвешенного устройства бадей БПС-4, БПС-5,5 и БПС-6,5 указан для закрытых канатов.

Данные о бадьях приведены в табл. 16. Цифра в шифре бадьи обозначает ее емкость в м³. При определении грузоподъемности бадьи принято считать, что 1 м³ породы с водой весит 2 тс. Концевая нагрузка на канат складывается из веса бадьи, подвешенного устройства, направляющей рамки и содержимого бадьи.

Бадья подвешивается к канату с помощью подвешенного устройства (рис. 163). Дужка бадьи входит в зев крюка 1 с защелкой 2. Крюк опирается на упорный подшипник 3, вмонтированный в нижнюю траверсу 4. Верхняя траверса 5 соединяется с нижней щеками 6. Канат

закрепляется в основной клиновой муфте 7 и страхующей игольчатой муфте 8. Обе муфты рассчитаны на полную нагрузку, действующую на прицепное устройство. В клиновой муфте канат удерживается тремя запрессованными секторными клиньями. В игольчатой муфте распущенный конец каната расклинен секторными и игольчатыми клиньями.

Описанное прицепное устройство применяется для закрытых канатов. В прицепных устройствах для прядевых канатов верхняя траверса 5 соединена со щеками клинового коуша.



Неоткидные клетки применяются для спуска-подъема людей и транспортирования полезного ископаемого, породы, материалов и оборудования.

На шахтах применяются одноэтажные (рис. 164) и двухэтажные клетки на одну стандартную вагонетку в этаже. Клеть состоит из склепанных из швеллеров горизонтальных рам 1, связанных между собой вертикальными стойками 2 из швеллеров и уголков. На горизонтальных рамах закреплен пол из рифленой стали с рельсами. В настоящее время проходят промышленные испытания сварные клетки.

Вкатывание вагонеток в клеть производится под действием их самокатного движения или толкателем. Из клетки вагонетка выталкивается вкатываемой вагонеткой.

Рис. 163. Подвесное устройство бадьи

Вагонетки в клетях удерживаются стопорами — верхними ручными 3, в которые упирается кузов вагонетки 4, и нижними 5, в которые упирается скат вагонетки. Клетки снабжаются стальной крышей из трех частей. Две крайние части крыши 6 откидные для удобства транспортирования длинных предметов, средняя 7 — неоткидная. Боковые стенки клетки выполнены из перфорированной стали толщиной 2 мм, прикрепленной к вертикальным стойкам. По торцовым сторонам клетки имеются открываемые внутрь двустворчатые двери, запираемые снаружи затвором.

Подвесные устройства клетки имеют двойную независимую подвеску: рабочую и предохранительную. Основным элементом подвесного устройства является прицепное устройство, с помощью которого

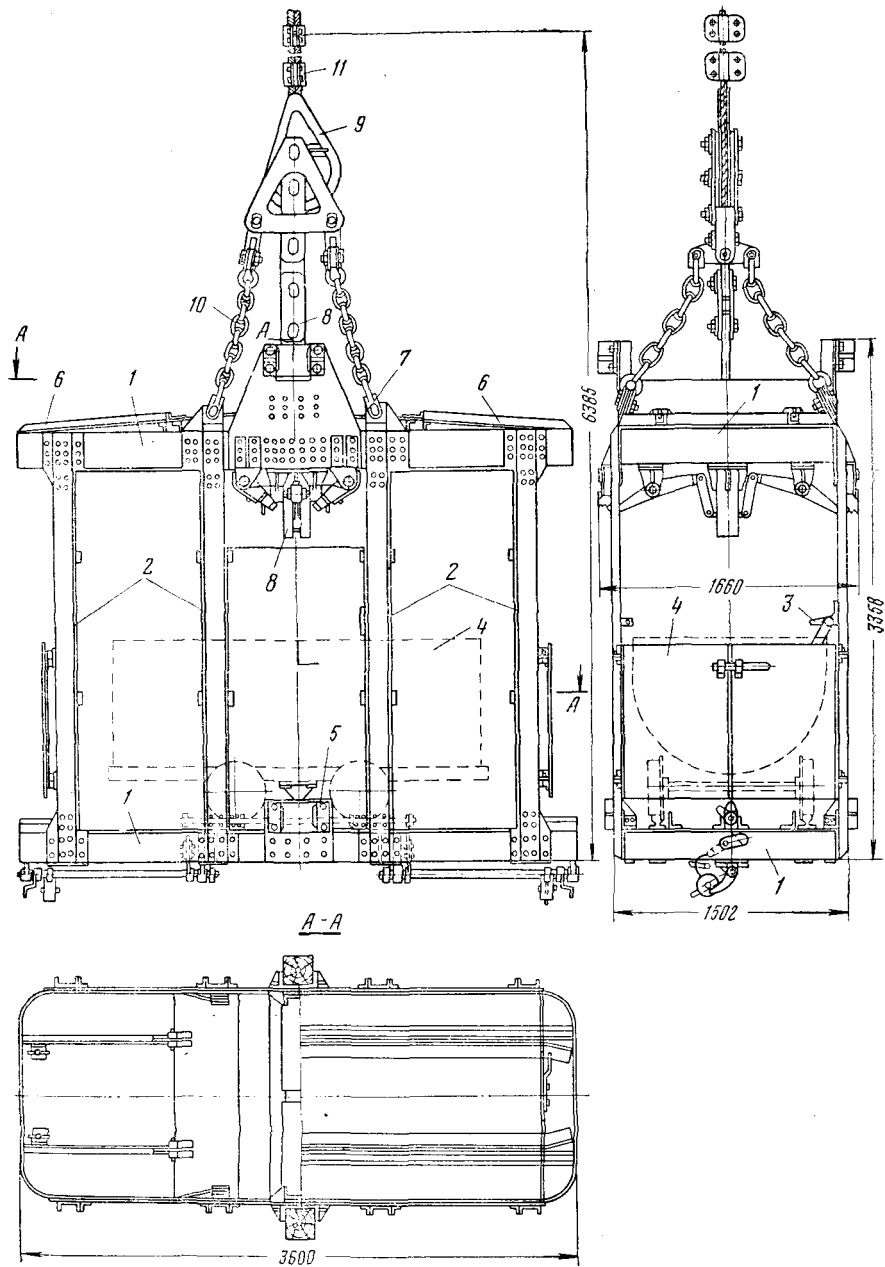


Рис. 164. Одноэтажная неопрокидная клеть

подъемный канат соединяется с клетью. Нерегулируемое прицепное устройство состоит из стержня 8 и коуша 9. Предохранительные

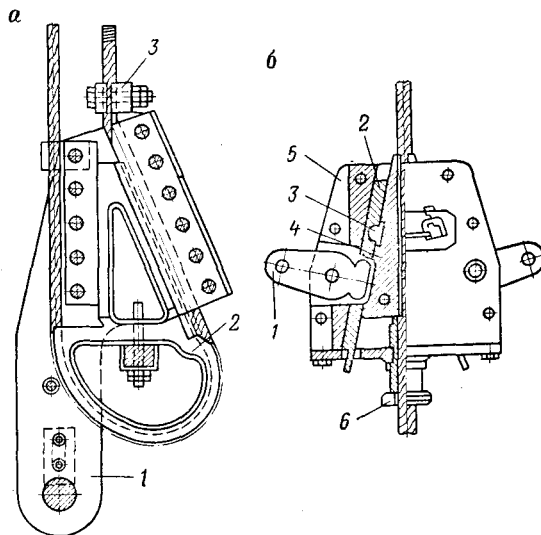
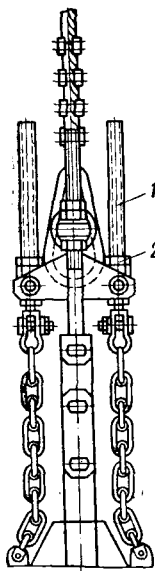


Рис. 165. Регулируемые прицепные устройства:
а — самозатягивающийся клиновой коуш; б — рычажно-клиновой коуш

звеньевые цепи 10 также связывают конструкцию клетки с коушем; при обрыве стержня клеть повисает на предохранительных цепях.

Коуш может быть несимметричным (см. рис. 164) и симметричным по отношению к оси каната. Ветвь каната огибает крутую, затем пологую сторону несимметричного коуша и закрепляется шестью — восемью хомутами или жимками 11, располагаемыми на одинаковом расстоянии друг от друга (200—300 мм). Диаметр коуша больше диаметра проволоки каната в 100—120 раз.



Регулируемые прицепные устройства, к которым относятся самозатягивающиеся и рычажно-клиновые коуши, позволяют быстро производить перепанцировку каната.

При самозатягивающемся клиновом коуше (рис. 165, а) сосуд подвешивается к обойме 1. Коуш 2, охватываемый снаружи обоймой, выполняет роль клина. На нерабочей ветви каната закрепляется один контрольный жимок 3.

Рис. 166. Подвесное устройство с регулировочными болтами

В рычажно-клиновом коуше КРГ (рис. 165, б) сосуд своей тяжестью воздействует на рычаги 1, которые с помощью обратных 2 и горизонтальных 3 клиньев передают усилие на вертикальные клинья 4, удерживающие подъемный канат. Корпус 5 прикрыт снизу упорной втулкой 6, не допускающей ослабления зажима при напуске каната. Втулка позволяет ослабить зажим при перепанцировке каната. Ниже втулки на расстоянии 40 мм устанавливается

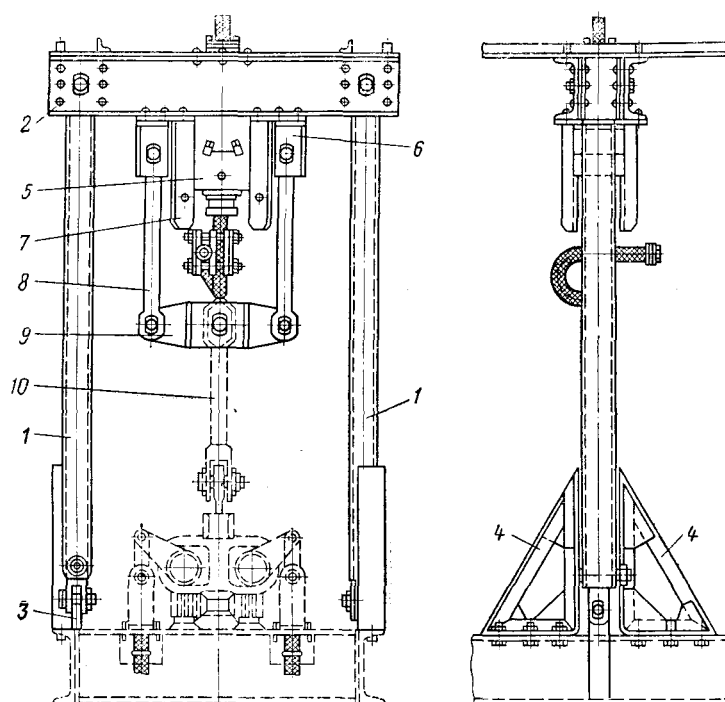


Рис. 167. Подвесное устройство П-образной формы

контрольный зажим, который при случайном проскальзывании каната в коуше упрется во втулку.

Запас прочности подвесного устройства подъемных сосудов, в которых транспортируются люди, 13-кратный по отношению к максимальной статической нагрузке, а для сосудов исключительно грузового подъема — 10-кратный.

На рис. 166 показано подвесное устройство с регулировочными болтами 1 и гайками 2, позволяющими регулировать положение клеток относительно приемных площадок (в этом возникает необходимость, например, при вытяжке каната).

Шарнирное подвесное устройство П-образной формы (рис. 167) для клеток с коушем КРГ может отклоняться по длине и ширине клетки, что улучшает условия работы подъемного каната. Стойки 1

шарнирно соединены с балкой 2 и с проушинами 3 клетки. Поворот стоек ограничивается кронштейнами 4 и швеллерами, соединяющими балку. Нагрузка от коуша 5 передается на балку через опоры 6.

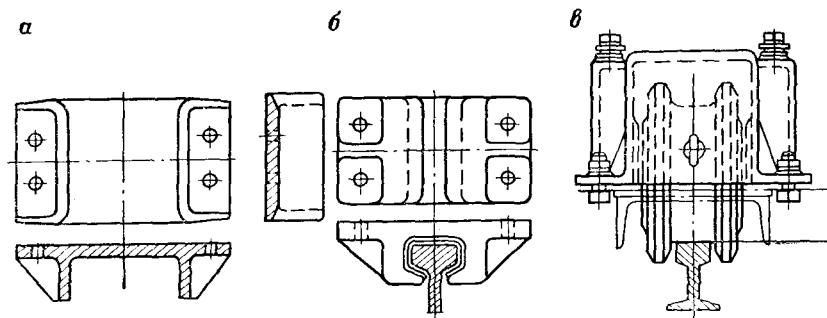


Рис. 168. Направляющие лапы подъемных сосудов:

а — скользящая при деревянных проводниках; б — то же, при рельсовых; в — роликовая

Угольники 7, приваренные к балке, являются направляющими для коуша 5 при напуске подъемного каната. При обрыве основной подвески, образуемой стойками 1 и балкой 2, клетка удерживается на предохранительной подвеске, включающей в себя коуш 5, тяги 8, траверсу 9 и шток 10 парашюта (устройства для удержания клетки при обрыве каната).

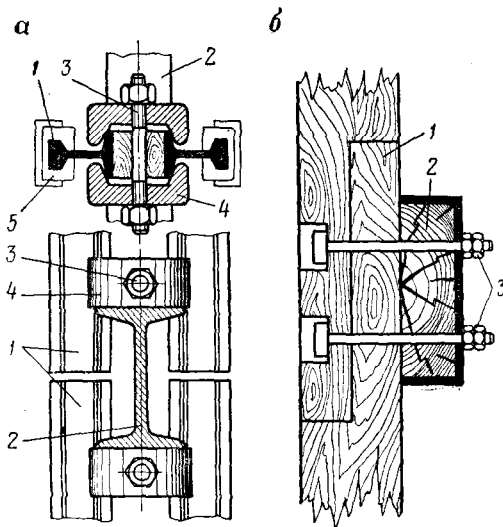


Рис. 169. Крепление проводников:

а — рельсовых; б — деревянных; 1 — проводники; 2 — расстрелы; 3 — скрепляющие болты; 4 — схваты; 5 — направляющие лапы

Для безопасного и плавного движения сосудов применяются металлические или деревянные проводники, закрепленные вдоль ствола. Для каждой клетки имеется по два проводника, расположенных по отношению к клетке с одной или двух длинных ее сторон (см. рис. 164).

По проводникам движутся направляющие лапы, укрепленные на клетке. Лапы бывают литые скользящие (рис. 168, а

и б) и роликовые (рис. 168, в). Ролики футеруются резиной.

Металлические проводники бывают рельсовые (рельсы Р38 или Р43), коробчатого сечения и канатные. Проводники первых двух типов крепятся к расстрелам, а канатные закрепляются на копре

и натягиваются грузами в колодце ствола. При деревянных и канатных проводниках сосуды имеют плавный ход, ремонт деревянных проводников более легок. По сравнению с деревянными металличе-

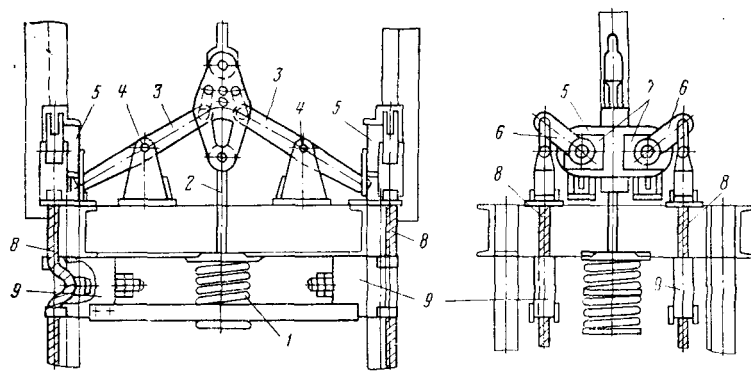


Рис. 170. Парашют РКЭ для рельсовых проводников

ские проводники занимают меньше места, менее чувствительны к исходящей вентиляционной струе и имеют больший срок службы. Крепление проводников к расстрелам показано на рис. 169.

Клетки снабжаются парашютами, которые должны обеспечивать автоматическую остановку клетки при обрыве каната, безопасный для людей режим торможения, т. е. замедление клетки при улавливании ее должно быть не более 50 м/сек^2 с минимальной концевой нагрузкой и не менее 10 м/сек^2 с максимальной концевой нагрузкой при действии этого замедления не более $0,2—0,25 \text{ сек}$; надежность в работе. Парашют состоит из захватов (ловителей) и приводного механизма. Источником энергии парашюта вес клетки или сила пружины.

Парашюты могут действовать на проводники (парашюты РКЭ и ПДП) или на тормозные канаты (парашюты МПТ и ПКЛ).

В парашютах РКЭ (рис. 170) для сосудов, движущихся по рельсовым проводникам, при обрыве каната пружина 1 толкает шток 2 вниз. Со штоком шарнирно связан рычаг 3 привода, который,

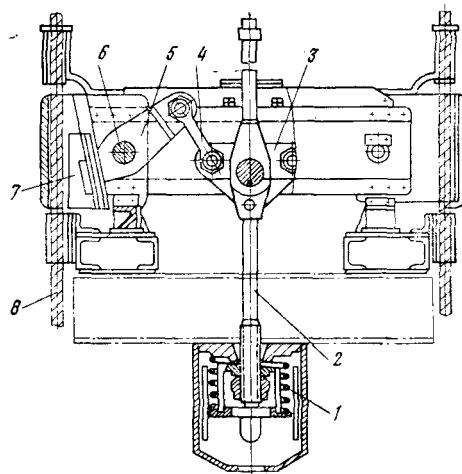


Рис. 171. Парашют МПТ для тормозных канатов

поворачиваясь вокруг опоры 4, поднимает корпус 5 ловителя. Эксцентриковые рычаги 6 прижимают колодки 7 к проводникам, а клеть повисает на амортизационных канатах 8, которые, протягиваясь через амортизаторы 9, поглощают кинетическую энергию клетки.

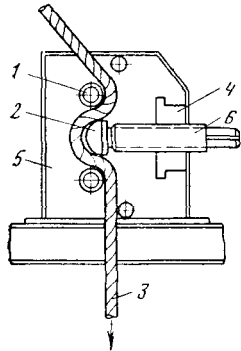


Рис. 172. Амортизатор парашютов МПТ

При деревянных проводниках используют парашюты ПДП, привод которых аналогичен приводу парашюта РКЭ.

Парашюты МПТ обеспечивают захват за тормозные канаты, укрепляемые на копре в амортизаторах и навешенные по всей длине ствола по два на каждую клеть. Плавность торможения обеспечивается упругостью тормозных канатов и амортизаторами. При обрыве подъемного каната пружина 1 (рис. 171) опускает вниз шток 2 и с помощью траверсы 3 и серег 4 повернет рычаги 5 вокруг осей 6. В связи с этим клинья 7 посредством рычага 5 поднимутся вверх и зажмут тормозные канаты 8, на которых повиснет клеть.

Канатно-винтовые амортизаторы (рис. 172) парашютов МПТ уста-

навливаются на подшивной площадке копра. Между двумя стержнями 1 и сухарем 2 пропущен амортизационный канат 3. Стержни и гайка 4 закреплены между двумя стенками корпуса 5. Сухарь может перемещаться по направляющим пазам, при этом изменяется изгиб амортизационного каната. Усилие протягивания каната тем больше, чем больше изогнут канат. Регулируется усилие с помощью винта 6. Нижний конец каната 3 с помощью муфты соединяется с тормозным канатом, а верхний конец заливается баббитом в конусную воронку и перебрасывается через круглый брус в верхней части головки копра. Длина амортизационного каната принимается равной двойному расчетному пути торможения и составляет 15—30 м.

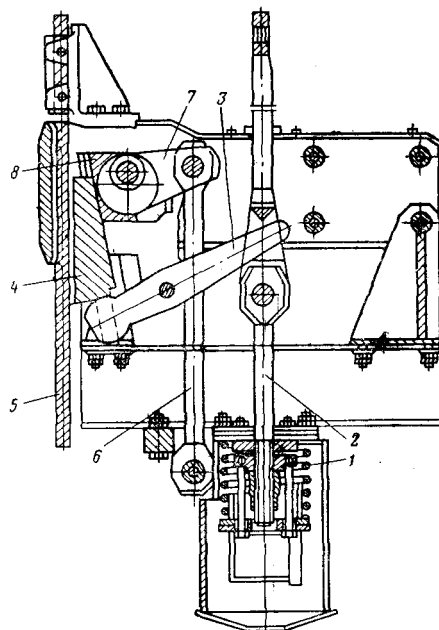


Рис. 173. Парашют ПКЛ для одного тормозного каната

Парашюты ПКЛ (рис. 173) используют для улавливания клетки один тормозной канат. При обрыве подъемного каната пружина 1 отжимает шток 2 вниз. При этом рычаг 3, поворачиваясь, поднимает

клин 4 вверх, тормозной канат 5 зажимается клином, а клеть, перемещаясь вниз, воздействует через тягу 6 на эксцентриковый рычаг 7, который под действием веса клетки давлением на колодку 8 еще больше зажимает тормозной канат клином 4.

Паращют ПКЛ рассчитан на концевые нагрузки до 20 тс, а паращют МПТ — до 30 тс.

При установках с ведущими шкивами трения применяются паращюты ПШТ-2, представляющие собой паращюты МПТ или ПКЛ, установленные на каждой клетке и связанные между собой стальным канатом небольшого диаметра, переброшенным через дополнительный шкив на копре.

В многоканатных установках паращюты не применяются.

В табл. 17 приведены данные унифицированных неопрокидных (УКН) и опрокидных (УКО) клеток Дружковского и Ясиноватского машиностроительных заводов.

Таблица 17

Технические характеристики клеток

Клеть	Грузо-подъемность клетки, тс	Вагонетка	Ширина клетки в свету, мм	Высота с подвесным устройством, мм	Вес с паращютом и подвесным устройством, тс
1УКН 2,55-2	3	УВГ-1,3 УВГ-1,4	1022	4850	2,8
1УКН 2,55-1	3	УВГ-1,4	1022	4655	3,3
2УКН 2,55-2	6	УВГ-1,4	1022	7215	4,3
2УКН 2,55-1	6	УВГ-1,4	1022	7535	4,1
1УКН 3,6-2	5,2	УВГ-2,5 УВД-2,5	1400	5225	4,2
1УКН 3,6-1	5,2	УВД-2,5	1400	5580	4
2УКН 3,6-2	10,4	УВД-2,5	1400	8253	7,1
2УКН 3,6-1	10,4	УВД-2,5	1400	8298	7
1УКН 4-2	6,6	УВГ-3,3	1476	5620	5,3
1УКН 4-1	6,6	УВГ-3,3	1476	6020	4,9
2УКН 4-2	13,2	УВГ-3,3	1476	8700	8,2
2УКН 4-1	13,2	УВГ-3,3	1476	8700	8,2
1УКН 3,3-2	3,6	УВГ-1,6	1000	4880	3,1
2УКН 3,3-2	7,2	УВГ-1,6	1000	7800	7,2
УКО 2,55-1	2,9	УВГ-1,3 УВГ-1,4	1020	—	4,5
УКО 2,55-2	2,9	УВГ-1,4	1020	—	4,4
УКО 3,6-1	5,2	УВГ-2,5	1386	—	6,5
УКО 3,6-2	5,2	УВГ-2,5	1386	—	6,4
УКО 4-1	6,7	УВГ-3,3	1476	—	8
УКО 4-2	6,5	УВГ-3,3	1476	—	8

Тип клетки расшифровывается следующим образом: У — унифицированная, К — клеть, Н — неопрокидная, О — опрокидная, первая цифра — количество этажей (опрокидные клетки одноэтажные), вторая цифра — длина клетки по раме, м; третья — тип проводников (1 — деревянные, 2 — рельсовые двусторонние, 3 — рельсовые односторонние).

В таблице не приводятся данные о клетях при одностороннем расположении рельсовых проводников, так как они те же, что и для клетей с двусторонним расположением проводников.

Клети на приемных площадках устанавливаются на кулаки или брусья или остаются висящими на канате.

При применении кулаков (рис. 174, а) клеть 1 поднимается несколько выше кулаков 2, после чего автоматически или дистанционно управляемый привод при помощи тяги 3 и рычага 4, расположенного на одной оси с кулаком, подводит кулаки под клеть. При спуске клеть несколько приподнимается, после чего кулаки под влиянием противовесов 5 убираются и клеть уходит в ствол.

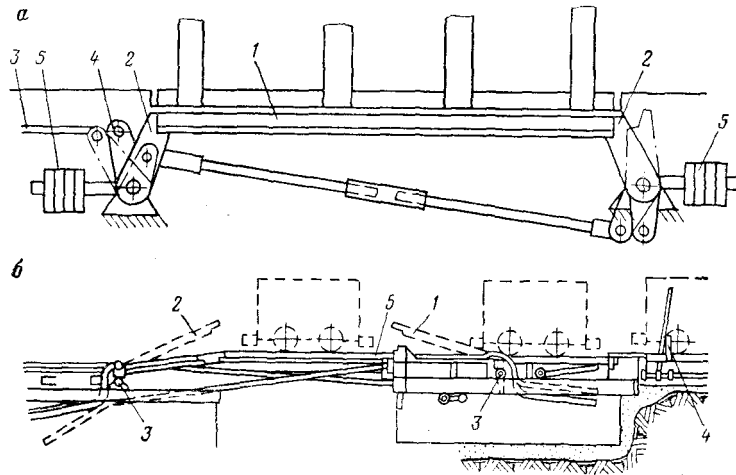


Рис. 174. Посадочные устройства для клетей:
а — кулаки; б — качающиеся площадки

Кулаки строго определяют положение клетки и воспринимают удары при загрузке и разгрузке ее, но при этом имеют место ударная нагрузка каната при трогании клетки с места, возможность жесткой посадки клетки на кулаки, значительные усилия двигателя во время маневров, добавочное время на установку клетки на кулаки и снятие ее с них. При одноэтажных клетях на нижнем горизонте вместо кулаков применяются деревянные брусья.

При загрузке клетей применяют также качающиеся площадки — платформы 1 и 2, вращающиеся вокруг осей 3 (рис. 174, б). Площадки располагаются у ствола по обе стороны клетки и связаны между собой.

Вагонетка, двигаясь после стопора 4 по самокатному уклону или с помощью толкателя, опускает качающуюся площадку 1 на полку 5 клетки и по ней проходит в клеть. Грузовая вагонетка выталкивается из клетки порожнюю, которая по другой качающейся площадке 2 проходит в околоствольный двор.

Недостатки качающихся площадок: при большегрузных вагонетках происходит расшатывание и поломка шарнирных соединений пло-

щадок, неточная остановка клетки относительно приемной площадки (из-за вытягивания каната).

С к и п ы предназначены для транспортирования полезного ископаемого и породы. Скип состоит из рамы, кузова и подвесного устройства. К раме скипа, состоящей из швеллеров, крепят кузов скипа, подвесное устройство и лапы. Кузов изготавливается сварным или клепаным из листовой стали толщиной 6—10 мм.

Применяются следующие конструкции скипов.

Скип с разгрузкой через дно (рис. 175) имеет кузов 1, жестко связанный с рамой 2. К раме прикреплен зонт-площадка 3. Разгрузка скипа осуществляется с помощью затвора 4 и дна-лотка 5.

При подходе к верхней приемной площадке ролик 6 затвора 4 входит в разгрузочные кривые, отчего затвор поворачивается по часовой стрелке вокруг шарнира 7, а дно-лоток, ранее удерживаемый в закрытом положении с помощью валика 8, поворачивается. Через отверстие, образованное поднятым затвором, уголь по дну-лотку высыпается в бункер.

Опрокидной скип разгружается поворотом кузова 1 относительно рамы на 135—145° (рис. 176). Кузов скипа с помощью шарнира 2 связан с рамой 3. Опрокидывание кузова у бункера 4 происходит благодаря роликам 5, перемещающимся по разгрузочным кривым 6.

Так как кузов скипа имеет на раме только одну ось опоры, являющуюся осью опрокидывания, для исключения переворачивания кузова в стволе ось опрокидывания несколько смещается от вертикальной оси кузова в сторону опрокидывания при разгрузке, а на раме скипа имеется упор.

Опрокидной скип отличается простотой, но имеет недостатки: большие динамические усилия при разгрузке на разгрузочные кривые; нарушение уравновешивания мертвых (собственных) весов скипов при разгрузке из-за того, что кузов в это время находится на разгрузочных кривых; значительный путь разгрузки (до 5—6 м), что вызывает длительный цикл опрокидывания и увеличение высоты копра.

Опрокидные скипы применяются для углей влажностью от 25% и выше или при наличии в углях примесей глины или породы, прилипающей к стенкам кузова.

Техническая характеристика скипов приведена в табл. 18.

В качестве косячных устройств для скипов при загрузке на конечном горизонте применяются брусья; при загрузке скипов на промежуточных горизонтах применяются кулаки.

Подвесное устройство для скипов имеет одинарную подвеску (рис. 177) и состоит из коуша 1 (типа КРГ), тяги 2, контрольного жимка 3 и траверсы 4, соединенной с рамой 5 скипа.

На рис. 178 показано загрузочное устройство скипового подъема. Когда скип становится в положение загрузки, включается привод 1, открывающий затвор 2. Уголь по желобу 3 высыпается из бункера 4 объемной дозировки в скип. Грузеный скип поднимается вверх, привод 1 закрывает секторный затвор 2, а привод 5 открывает затвор 6,

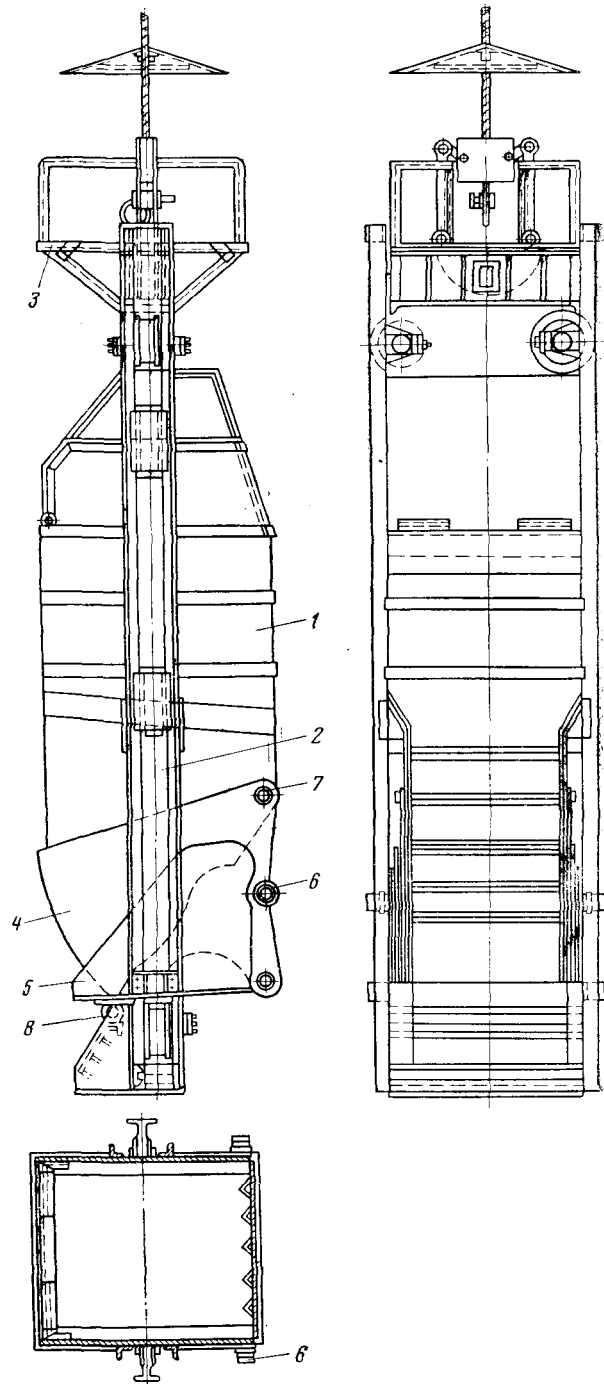


Рис. 175. Скип с разгрузкой через дно без отклонения кузова

который закрывается после заполнения бункера объемной дозировки. Приводы 1 и 5 представляют собой кривошипно-шатунные механизмы, приводимые в действие электродвигателем через редуктор.

Во избежание попадания в шахту пыли, образующейся при разгрузке в бункер вагонеток и загрузке скипов, скиповой подъем располагается в стволе с исходящей струей воздуха. Герметичность достигается за счет слоя угля в бункере или специальной заслонкой, установленной в бункере и заблокированной с дозатором. При открытом дозаторе заслонка закрыта, при закрытом — открыта.

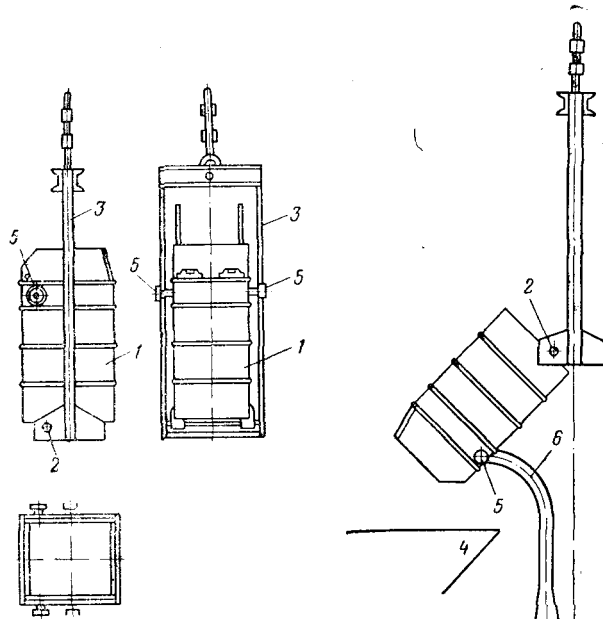


Рис. 176. Опрокидывающий скип

Расстояние от низа рамы загружающегося скипа до уровня почвы околоствольного двора в зависимости от конструкции загрузочного устройства, типа и емкости скипа колеблется в пределах 11—22 м.

Если одними скипами производится подъем двух видов груза (например, угля и породы), то применяется загрузочное устройство из двух отдельных бункеров с перекидной заслонкой, благодаря которой груз определенного вида направляется в свой бункер.

Опрокидывающие клетки выполняют те же функции, что и опрокидывающие клетки.

Основными элементами опрокидывающей клетки являются (рис. 179): рама 1, платформа 2, крыша 3 и подвесное устройство 4. Рама клетки движется по проводникам и находится в вертикальном положении, а платформа, находящаяся в стволе в горизонтальном положении, при выходе клетки к верхней приемной площадке поворачивается на

Таблица 18

Технические характеристики скипов

Установки	Скипы	Грузоподъемность скипа, тс	Емкость кузова скипа, м ³	Размеры скипа в плане, мм	Расстояние от кромки бункера до конца подвесного устройства при разгрузке скипа, м	Путь в разгрузочных кривых, м	Вес, тс	
							без подвесного устройства для уравнивания ющего каната	с подвесным устройством для уравнивания ющего каната
Одноканатные	Неопрокидывные	3	3,6	1350×1700	6,22	2,15	3,7	—
		4	4,7	1540×1846	6,85	2,17	4,8	—
		6	7,07	1540×1846	7,76	2,17	6,3	6,5
		6	7,1	1740×2230	7,52	2,17	6,5	6,7
		8	9,4	1540×1846	8,54	2,17	6,8	7
		9	10,6	1540×1846	9,09	2,17	7,2	7,4
		9	10,6	1740×2280	8,5	2,17	7,4	7,5
	12	14,2	1740×2230	9,52	2,17	7,8	8	
	Опрокидывные	2	2,65	1170×1390	7,03	6,02	2	—
		5,3	4,6	1700×1750	8,2	5,95	4,7	—
Многоканатные	Неопрокидывные	12	14,1	1770×2230	12,22	2,17	—	8
		15	17,5	1770×2230	13,33	2,17	—	10
		15	17,5	2200×3000	13,65	2,17	—	13
		20	23,3	2200×3000	14,6	2,17	—	15
		25	29,2	2200×3000	15,8	2,17	—	17
		30	35	2200×3000	16,78	2,17	—	18
		30	35	3000×3800	15,45	2,17	—	22
		40	46,7	3000×3800	16,22	2,17	—	25
		50	58,4	3000×3800	17,35	2,17	—	27

шарнире 5 благодаря вертикальному перемещению рамы и одновременному перемещению ролика 6 платформы по разгрузочным кривым. Для удержания платформы клетки в горизонтальном положении при движении ее в стволе устраиваются две опоры, расположенные в вертикальной (одной опорой является ось вращения платформы, а другой — затвор на платформе и раме) или в горизонтальной плоскости. Для большей устойчивости платформы центр тяжести ее смещается в сторону, противоположную опрокидыванию.

Опрокидывные клетки, так же как и неопрокидывные, загружаются вагонетками в околоствольном дворе. На верхней приемной площадке вследствие поворота платформы вагонетка, не выходя из клетки, разгружается в бункер. Опрокидывные клетки строятся одноэтажными на одну вагонетку. Существуют две конструкции опрокидывных клеток: в одной угол поворота платформы относительно горизонтального положения ее равен 45°, в другой — 135°. Для клеток первой конструкции высота копра будет меньше, чем для клеток второй конструкции, но зато необходимо иметь специальные вагонетки с откид-

ной лобовой стенкой. На шахтах СССР применяются клетки с углом поворота платформы 135°.

Подъем людей в опрокидных клетях можно производить только до устья шахты, отсюда же спускаются в шахту люди и материалы. Разгрузочный путь опрокидной клетки приблизительно равен 5,8 м. Данные об опрокидных клетях приведены в табл. 17.

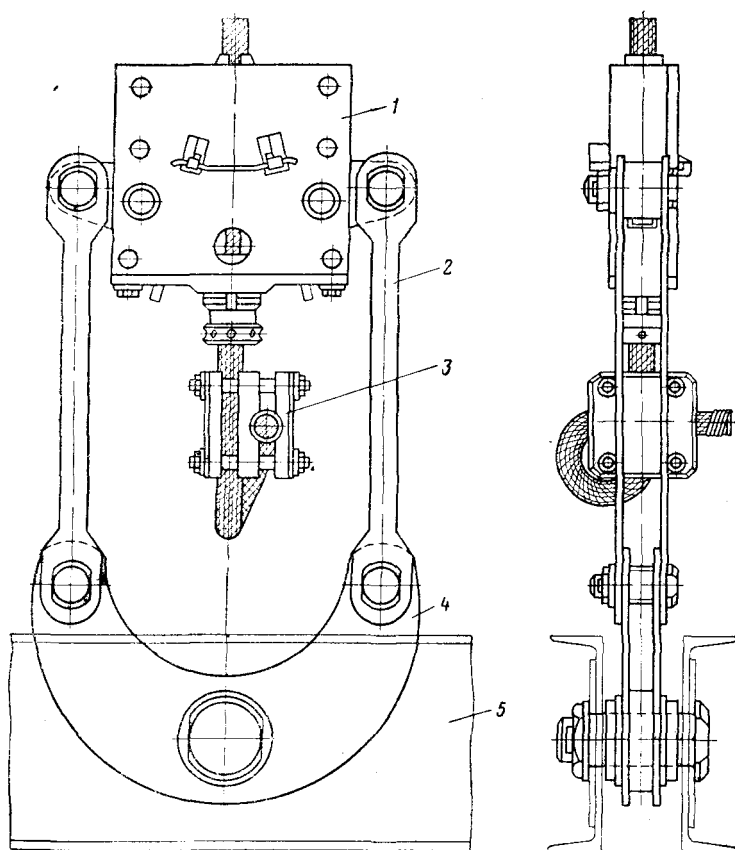


Рис. 177. Подвесное устройство для скипов

Противовес, применяемый при одноклетевых и односкиповых подъемах для уравнивания мертвого веса подъемного сосуда и части полезного груза, изготавливается в виде железного клепаного каркаса, заполненного отдельными чугунными грузами.

Противовес с помощью коуша подвешивается к одной ветви подъемного каната (к другой подвешивается подъемный сосуд) и перемещается в стволе шахты по проводникам.

Преимущества установок с неопрокидными клетями: в околоствольном дворе отсутствует перегрузка полезного ископаемого,

вызывающая его измельчение и необходимость в более сложном и дорогом околоствольном дворе, который нужен при скиповых установках; одной установкой выполняются все операции подъема; удобен и легок осмотр и ремонт ствола, спуск громоздких частей и материалов; удобно разделение полезного ископаемого по сортам. Недостатки: большой мертвый вес (собственный вес клетки и вагонеток); необходимость откатки вагонеток на поверхности; сложность маневров и длительность их при многоэтажных клетях.

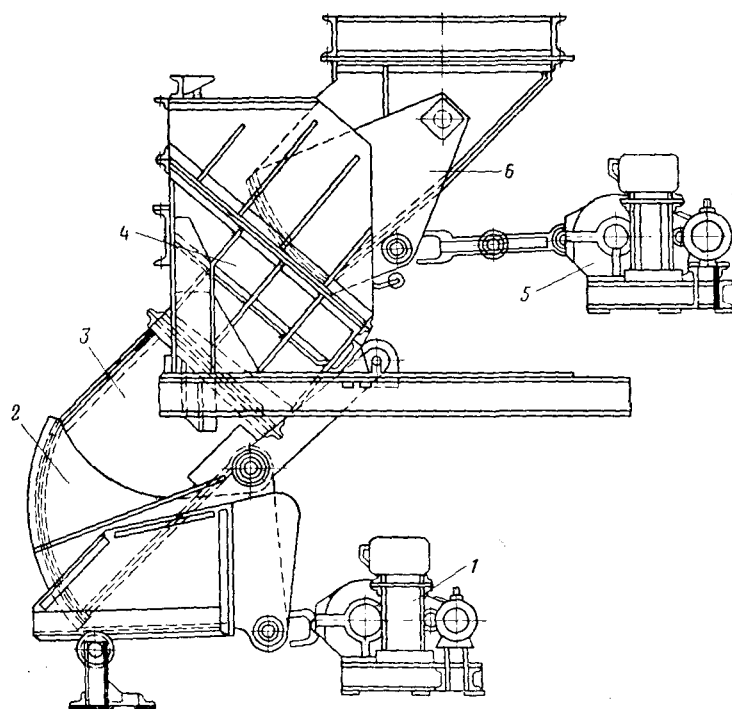


Рис. 178. Загрузочное устройство скипового подъема

Преимущества установки со скипами: малый мертвый вес; большая производительность; простое оборудование поверхности шахты благодаря отсутствию откатки полезного ископаемого в надшахтном здании; меньшее сечение ствола. Недостатки: более сложный околоствольный двор; необходимость иметь вспомогательные подъемные установки; измельчение полезного ископаемого; неудобство разделения полезного ископаемого по сортам.

Преимущества установки с опрокидными клетями: простой околоствольный двор (как при установке с опрокидными клетями); простое оборудование поверхности (как при скиповой установке). Недостатки: еще больший, чем у опрокидных клеток, мертвый вес; ограниченная производительность; выполнение вспомогательных

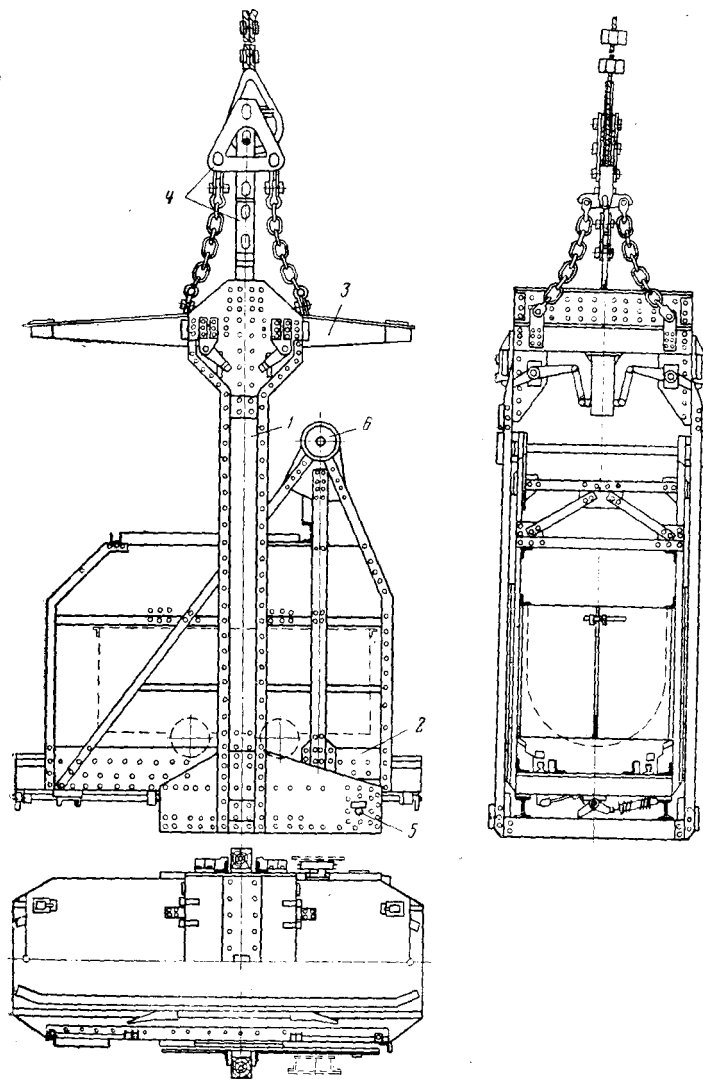


Рис. 179. Опрокидная клет

функций связано с неудобствами необходимости производить спуск людей с уровня устья шахты, а подъем — до того же уровня; сложный динамический режим установки.

Преимущество клетевой установки — возможность выполнения ею всех функций — сейчас значения не имеет, так как на современных шахтах необходимо иметь несколько установок.

При выборе типа подъемных сосудов необходимо учитывать количество транспортируемого полезного ископаемого, глубину шахты и ряд дополнительных обстоятельств (измельчение полезного ископаемого, необходимость разделения по сортам и т. д.).

§ 3 ПОДЪЕМНЫЕ КАНАТЫ

Подъемные канаты согласно ГОСТам 1969 г. изготавливаются из проволоки высокосортной стали марки В (высший сорт) для людских и грузо-людских установок и марок I и II для грузовых установок. Временное сопротивление разрыву проволоки $\sigma_{\text{п}} = 120 \div 240 \text{ кгс/мм}^2$,

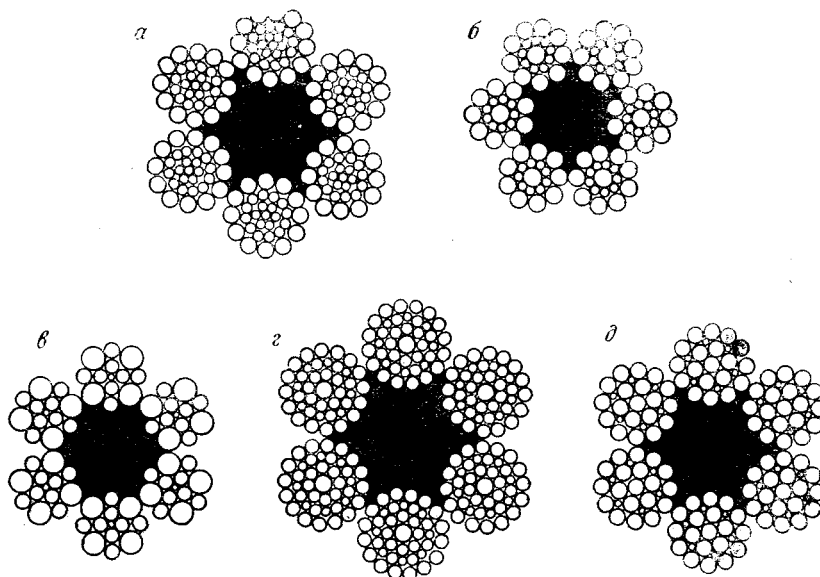


Рис. 180. Круглопрядные канаты типа:
а — ТЛК-0; б — ЛК-0; в — ЛК-Р; г — ЛК-РО; д — ЛК-3

диаметр проволоки от 0,2 до 4 мм. Для вертикальных подъемных установок применяются канаты из проволок с $\sigma_{\text{п}} = 160 \div 180 \text{ кгс/мм}^2$.

Применяется проволока без всякого покрытия или с покрытием слоем цинка. Оцинкованные проволоки имеют больший срок службы, так как слой цинка уменьшает трение между проволоками.

По форме поперечного сечения подъемные канаты бывают круглые и плоские.

При изготовлении каната определенное количество проволок свивается вокруг центральной проволоки (в некоторых конструкциях вокруг сердечника из органического материала или из мягкой стали) так, что каждая из них принимает вид винтовой линии. Такой свитый пучок называется *прядью*. Если прядь применяется как самостоятельный канат, то она называется канатом простой свивки. Если несколько прядей свиты между собой вокруг пенькового сердечника, пропитанного веществом, предохраняющим канат от ржавления, то получается канат двойной свивки (рис. 180 и 181), который применяется в подъемных установках. Канат двойной свивки, входящий как составная часть в канат более сложной конструкции, называется *стренгой*.

Пряди могут быть свиты из проволок одинакового или различного диаметра, причем сочетание проволок различного диаметра создает лучшее заполнение поперечного сечения каната. Кроме того, в этом случае проволоки смежных слоев касаются по всей длине винтовой линии, что способствует увеличению срока службы каната. Такие канаты называются ЛК (с линейным касанием проволок). В канатах ТЛК-0 — с точечно-линейным касанием (рис. 180, а) внутренние слои проволок в пряди касаются по линии, а наружный

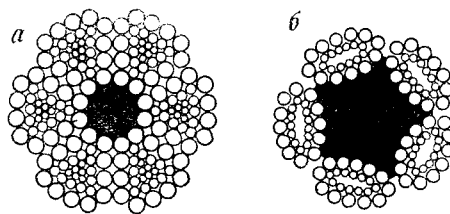


Рис. 181. Фасоннопрядные канаты:
а — трехграннопрядные; б — овальнопрядные

слой имеет точечный контакт со смежным слоем проволок. В зависимости от комбинаций проволок различного диаметра помимо канатов ТЛК различают следующие конструкции канатов:

ЛК-0 — каждый слой пряди состоит из проволок одинакового диаметра (рис. 180, б);

ЛК-Р — каждый слой пряди состоит из проволок двух разных диаметров (рис. 180, в);

ЛК-РО — слои пряди состоят поочередно из проволок разного и одинакового диаметра (рис. 180, г);

ЛК-З — все слои пряди имеют проволоки одинакового диаметра, а пустоты между слоями заполнены проволоками меньшего диаметра (рис. 180, д).

По способу свивки ГОСТ предусматривает конструкции канатов ЛК и ТЛК в двух исполнениях: раскручивающиеся Р и нераскручивающиеся Н. В нераскручивающихся канатах прядям предварительно придают форму, которую они имеют в свитом канате.

Прядь может быть круглой, треугольной и овальной формы. Канаты, свитые из круглых прядей, называются круглопрядными (см. рис. 180), а из треугольных и овальных — фасоннопрядными, соответственно трехграннопрядными (рис. 181, а) и овальнопрядными (рис. 181, б). В последних двух канатах лучше используется их

поперечное сечение, они меньше изнашиваются в связи с передачей давления на копровом шкиве на большее число точек соприкосновения, но конструктивно они сложнее.

Если свивка проволок в пряди и прядей в канат ведется в одном и том же направлении, такие канаты называются канатами односторонней свивки, если в противоположных направлениях — канатами крестовой свивки.

Канат односторонней свивки обладает преимуществами: более гибок; проволоки менее подвержены деформации при огибании канатом шкива и органа навивки; легче надзор за проволоками благодаря их выходу на наружную сторону каната на большую длину; при ведущем шкиве трения коэффициент сцепления каната с футеровкой шкива больше.

Таблица 19

Данные некоторых стандартных подъемных круглопрядных канатов

Тип и конструкция каната	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Расчетный вес 1000 м смазанного каната, кгс	Маркировочная группа по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²				
				140	160	170	180	200
				Суммарное разрывное усилие всех проволок в канате $Q_{раз}$, кгс				
ЛК-З 6×25 (1+6; 6+12)+1 о.с. (см. рис. 180, б)	22,5	187,03	1 845	26 150	29 900	31 750	33 650	37 400
	24	214,86	2 120	30 050	34 350	36 500	38 650	42 950
	25,5	244,61	2 410	34 200	39 100	41 550	44 000	48 900
	27,5	276,31	2 725	38 650	44 200	46 950	49 700	55 250
	29	309,93	3 055	48 350	49 550	52 650	55 750	61 950
	32	380,49	3 750	53 250	60 850	64 650	68 450	76 050
	35,5	460,98	4 544	64 500	73 750	78 350	82 950	92 100
	38,5	546,3	5 385	76 450	87 400	92 850	98 300	109 000
	42	644,54	6 350	90 200	103 000	109 500	116 000	128 500
	45	748,13	7 370	104 500	119 500	127 000	134 500	149 500
	48,5	859,44	8 466	120 000	137 500	146 000	154 500	171 500
	ЛК-РО 6×36 (1+7+7/7+14)+1 о.с. (см. рис. 180, в)	33	420,96	4 155	58 900	67 350	71 550	75 750
36,5		503,08	4 965	70 400	80 450	85 500	90 550	100 500
39,5		615,95	6 080	86 200	98 550	104 500	110 500	123 000
42		683,67	6 750	95 700	109 000	116 000	123 000	136 500
46,5		848,08	8 370	118 500	135 500	144 000	152 500	169 500
50,5		1003,97	9 910	140 500	160 500	170 500	180 500	200 500
53,5		1128,9	11 150	158 000	180 500	191 500	203 000	225 500
58,5		1314,55	13 000	184 000	210 000	223 000	236 500	—
60,5		1446,74	14 250	202 500	231 000	245 500	260 000	—
63		1599,96	15 800	223 500	255 500	271 500	287 500	—

Примечания: 1. Канаты, разрывное усилие которых указано справа от линии, изготавливаются из светлой проволоки.

2. Канаты с временным сопротивлением разрыву 170 кгс/мм² изготавливаются только по заказу.

3. Сведения о канатах ЛК-З и ЛК-РО даны соответственно по ГОСТ 7665-69 и ГОСТ 7668-69.

Недостаток канатов односторонней свивки — подверженность раскручиванию. Эти канаты применяются, когда подъемные сосуды движутся по проводникам, т. е. когда устраняется возможность раскручивания. Канаты крестовой свивки менее гибки и менее подвержены раскручиванию.

Различают правую и левую свивку прядей. При правой свивке каната, если смотреть на его отвес, винтовая линия идет слева вверх направо, а у каната левой свивки — справа налево. Канаты правой свивки рекомендуется применять, когда они навиваются на барабан слева направо, если смотреть с площадки машиниста, в противном случае лучше применять канаты левой свивки. При ведущем шкиве трения рекомендуется при каждой навеске каната применять поочередно канаты правой и левой свивки, при этом изнашивание проводников будет более равномерным.

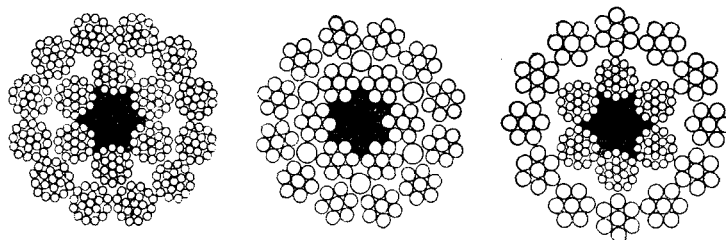


Рис. 182. Некрутящиеся канаты

В табл. 19 приведены выборочные данные о круглых канатах (ГОСТ 7665—69 и ГОСТ 7668—69).

Под диаметром круглых канатов понимается диаметр, описанной вокруг поперечного сечения каната окружности.

П л о с к и е к а н а т ы изготавливаются свивкой в одну ленту нескольких параллельно уложенных четырехрядных стренг, причем стренги укладывают так, чтобы чередовались правая и левая свивки (табл. 20). Металлический ушивальник пропускается между прядями от одного борта каната к другому, поочередно огибая одну из прядей крайних стренг.

Эти канаты гибки и не раскручиваются, но срок службы их из-за быстрого перетиранья ушивальников и неравномерного вытягивания каната по всему сечению меньше срока службы круглых канатов и потому они в качестве подъемных применяются только на проходческих установках с бобинами. Плоские канаты широко используются в качестве уравновешивающих.

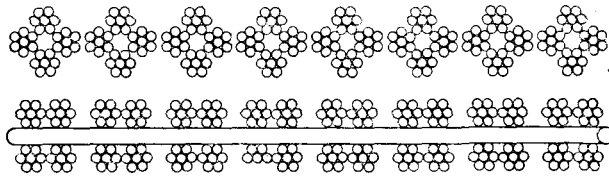
При применении в проходческих установках описанных круглых канатов наблюдается их кручение, которое особенно интенсивно при движении бадьи не по проводникам. При глубине 100 м и более кручение приводит к вращению бадьи.

Н е к р у т я щ и е с я к а н а т ы, имея два слоя противоположно свитых прядей, свободны от этих недостатков. В некрутящихся

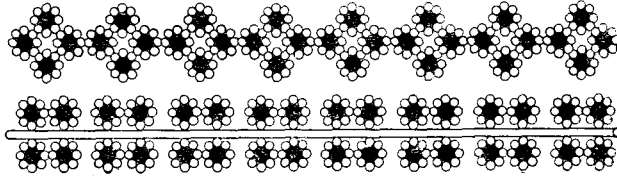
Таблица 20

Данные некоторых стандартных плоских канатов

Размеры каната, мм		Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Расчетный вес 1000 м смазанного каната, кгс	Маркировочная группа по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²				
ширина	толщина			140	160	170	180	200
Суммарное разрывное усилие всех проволок в канате $Q_{раз}$, кгс								



95	15,5	458,66	4 530	64 200	73 350	77 950	82 550	91 700
107	17,5	579,31	5 720	81 100	92 650	98 450	104 000	115 500
119	19,5	714,0	7 050	99 950	114 000	121 000	128 500	142 500



124	20	578,88	6 050	81 000	92 500	98 400	10 400	115 500
139	22,5	731,52	7 690	102 000	117 000	124 000	131 500	146 000
154	25	904,32	9 430	126 500	144 500	153 500	162 500	180 500
170	27,5	1094,4	11 500	153 000	175 000	186 000	196 500	218 500
186	30,5	1302,88	13 610	182 000	208 000	221 000	234 500	260 500

Примечания: 1. Канаты, разрывное усилие которых указано справа от жирной линии, изготавливаются из светлой проволоки.

2. Канаты с временным сопротивлением разрыву 170 кгс/мм² изготавливаются только по заказу.

3. Сведения о плоских канатах даны соответственно по ГОСТ 3091-69 и ГОСТ 3092-69.

канатах крутящие моменты прядей внутреннего и наружного пояса взаимно уравновешиваются. На рис. 182 показаны три конструкции некрутящихся канатов, состоящих из сердечника, внутреннего слоя из шести прядей и наружного слоя из 12 прядей.

Иногда на некрутящемся канате образуются «фонари» — отслаивание прядей наружного слоя от прядей внутреннего слоя и выпучивание

наружных прядей. Этот недостаток устраняется при определенном соотношении шагов свивки смежных слоев проволок или прядей. Такие канаты, называемые самозатягивающимися, применяются для проходческих подъемов и в многоканатных установках.

З а к р ы т ы й канат (рис. 183), в котором хорошо используется площадь его поперечного сечения, свивается последовательно концентрическими слоями. Внутренняя часть каната состоит из круглых проволок, затем идет комбинированный слой из X-образных и круглых проволок и, наконец, внешний слой из Z-образных проволок, образующих гладкую поверхность каната. В зависимости от диаметра каната количество слоев с X-образными проволоками (в соответствии с ГОСТом 1963 г.) может быть различным — от 1 до 3. Навивка слоев каната производится поочередно в разных направлениях для предупреждения раскручивания каната. Закрытые канаты подвержены меньшему износу благодаря большей опорной поверхности и хорошо сопротивляются давлению одного ряда на другой при навивке каната на барабан в несколько рядов. Область применения закрытых канатов — подъем с больших глубин.

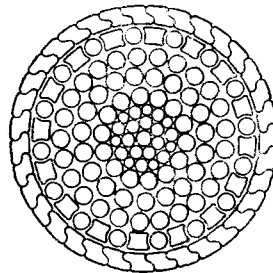


Рис. 183. Закрытый канат

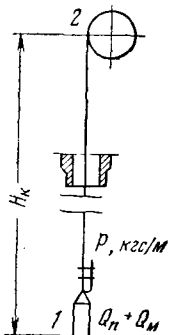


Рис. 184. К расчету подъемного каната

Разработаны канаты с токопроводящими жилами для сигнализации, связи и управления подъемной машиной из клетки.

Изготовление, расчет и эксплуатация канатов производится в соответствии с требованиями ПБ.

Расчет подъемного каната производится на разрывающую статическую нагрузку. Другие нагрузки — от изгиба на копровых шкивах и органах навивки, действия сил инерции и упругих колебаний — учитываются увеличением запаса прочности каната. Статическая нагрузка на подъемный канат складывается из собственного (мертвого) веса подъемного сосуда, куда входит и вес подвешного устройства, полезного веса и веса каната длиной от точки схода его со шкива до приемной площадки наинизшего горизонта. В установках с тяжелым уравновешивающим канатом (большого линейного веса, чем подъемный) при определении статической нагрузки на подъемный канат принимается вес уравновешивающего каната при положении сосуда на верхней приемной площадке.

Обозначим:

p и q — вес 1 м соответственно подъемного и подвешного канатов, кгс/м;

Q_n и Q_m — вес соответственно полезного за один раз поднимаемого

- груза и мертвого груза (вес клетки и вагонеток, скипа), кгс;
- H_k — расстояние от нижней приемной площадки 1 (рис. 184) до оси верхнего копрового шкива 2, м;
- m — запас прочности нового каната, принимаемый по ПБ: для установок, служащих исключительно для спуска-подъема людей, $m = 9$, для грузо-людских установок $m = 7,5$, для грузовых установок $m = 6,5$, для установок с одноканатным шкивом трения $m = 8$, для грузо-людских многоканатных $m = 8$, для грузовых многоканатных $m = 7$; для шахт глубиной свыше 600 м канат может иметь переменный запас прочности (см. ниже);
- S_k — площадь поперечного сечения проволок каната, см²;
- σ_n — временное сопротивление разрыву проволок каната, кгс/см²;
- $Q_{раз}$ — сила, разрывающая канат (суммарное разрывное усилие всех проволок каната), кгс.

Максимальная разрывающая нагрузка на канат будет в верхнем сечении его у копрового шкива, поэтому уравнение прочности каната имеет вид:

$$Q_n + Q_m + p H_k = \frac{\sigma_n}{m} S_k. \quad (177)$$

Вес 1 м³ каната

$$p = 1 \frac{S_k}{10^4} \gamma \beta, \quad (178)$$

где γ — удельный вес стали, из которой изготовлен канат, с учетом коэффициента свивки β , зависящего от конструкции прядей и каната, кгс/м³.

Из выражения (178)

$$S_k = \frac{10^4 p}{\gamma \beta} = \frac{p}{\gamma_0}, \quad (179)$$

где $\gamma_0 = \frac{\gamma \beta}{10^4}$ — фиктивный удельный вес каната (кгс/м·см²), принимается равным для круглопрядных канатов 0,93, для многослойных — 0,94, для трехграннопрядных — 0,85, для закрытых — 0,84.

На основании выражений (177) и (179)

$$p = \frac{Q_n + Q_m}{\frac{\sigma_n}{m \gamma_0} - H_k}. \quad (180)$$

Эта формула применяется для расчета подъемных канатов установок без уравновешивающего каната и с равновесным канатом (соответственно $q = 0$ и $q = p$).

При установках с тяжелым уравновешивающим канатом ($q > p$)

$$Q_n + Q_m + q H_k = \frac{\sigma_n}{m \gamma_0} p. \quad (181)$$

На основании этого выражения, обозначив $\frac{q}{p} = \mu_k$, получим

$$p = \frac{Q_n + Q_m}{\frac{\sigma_n}{m\gamma_0} - \mu_k H_k}. \quad (182)$$

После определения p необходимо по соответствующей таблице данных о канатах ориентировочно выбрать канат и проверить запас прочности выбранного каната. Запас прочности каната:

при установках без уравнивающего и с равновесным уравнивающим канатом

$$m = \frac{Q_{\text{раз}}}{Q_n + Q_m + qH_k}; \quad (183)$$

при установках с тяжелым уравнивающим канатом

$$m = \frac{Q_{\text{раз}}}{Q_n + Q_m + pH_k}. \quad (184)$$

Окончательный выбор подъемного каната производится по таблице стандартных канатов.

Как было указано выше, для шахт глубиной более 600 м канаты могут иметь переменный запас прочности, значение которого при определении веса 1 м каната по формулам (180) и (182) должно быть не менее 4,5 для грузовых и 5 — для людских и грузо-людских установок. Запас прочности выбранного каната проверяется по формуле (183) или (184) без величины pH_k или qH_k в знаменателе, причем значение m должно быть не меньше: 13 — для людских установок; 10 — для грузо-людских; 8,5 — для грузовых; 11,5 — для установок с одноканатным шкивом трения и грузо-людских многоканатных; 9,5 — для грузовых многоканатных.

Анализ формулы (180) показывает, что при $H_k = \frac{\sigma_n}{m\gamma_0}$ вес 1 м каната становится равным бесконечности, а следовательно, применение каната постоянного сечения становится невозможным. Если принять $\sigma_n = 16\,000$ кгс/см²; $m = 9$; $\gamma_0 = 0,93$, то указанное имеет место при $H_k = 1910$ м. Проблема транспорта с больших глубин в настоящее время разрешается применением многоканатных подъемных установок (см. § 5 данной главы).

При многоканатной установке суммарный вес p одного метра всех подъемных канатов определяется по формуле (180).

Число подъемных канатов многоканатного подъема

$$n_k = p \left(\frac{\varphi_k \psi}{D_{m.t}} \right)^2, \quad (185)$$

где φ_k — коэффициент, зависящий от конструкции канатов; для ЛК он равен 0,0166, для многослойных — 0,0147, для трехграннопрядных — 0,0154, для закрытых — 0,0136;

$\psi = \frac{D_{м.т}}{d_k}$ — по ПБ для системы без отклоняющих шкивов $\psi \geq 80$,
с отклоняющими шкивами $\psi \geq 100$;

$D_{м.т}$ — диаметр шкива трения, м.

Полученное значение n_k округляется до ближайшего четного числа канатов с учетом принятой машины.

Вес p_k одного метра подъемного каната получается как частное от деления p на n_k .

Запас прочности выбранных канатов при $n_{к.у}q \leq p$

$$m = \frac{n_k Q_{раз}}{Q_n + Q_m + n_k p_k H_k} \quad (186)$$

Вес q одного метра уравновешивающего каната получается как частное от деления $n_k p_k$ на число $n_{к.у}$ уравновешивающих канатов, которое по ПБ должно быть не менее 2.

Если $n_{к.у}q > p$, то необходимо проверить запас прочности подъемного каната по формуле

$$m = \frac{n_k Q_{раз}}{Q_n + Q_m + n_{к.у} q H_k} \quad (187)$$

§ 4. КОПРОВЫЕ ШКИВЫ И КОПРЫ

К о п р о в ы е (направляющие) ш к и в ы, устанавливаемые на подшкивной площадке копра, служат для поддержания подъемных канатов и направления их в стволе.

Основными частями копровых шкивов являются (рис. 185): обод 1, спицы 2, ступица 3, ось 4, подшипники 5. Ступица закрепляется на оси шкива на шпонке. Для предотвращения осевого сдвига шкива на оси его насаживаются кольца. Подъемный канат движется в ручье обода шкива.

Обод шкива бывает чугунным литым и стальным штампованным, цельным при сравнительно малых диаметрах и составным из сегментов при больших диаметрах.

Для уменьшения износа шкива и подъемного каната внутренняя поверхность обода ранее футеровалась пашками из дерева, прорезиненной лентой конвейеров или мягкого металла.

Опыт эксплуатации копровых шкивов показывает, что футеровка их незначительно влияет на увеличение срока службы канатов. Вместе с тем она недолговечна, увеличивает вес шкива, усложняет обслуживание его.

Согласно ГОСТ 4052—54 разработаны конструкции нефутерованных шкивов следующих типоразмеров: ШК-1,25; ШК-1,6; ШК-2; ШК-2,5; ШК-3; ШК-4; ШК-5; ШК-6 (Ш — шкив, К — копровой, цифра — диаметр шкива в м). Шкивы ШК-1,25—ШК-3 с литым из высокопрочного модифицированного чугуна ободом и с круглыми стальными спицами, залитыми в обод и в ступицу вразбежку, а ШК-4—ШК-6 с штампованным из легированных сталей ободом и со спицами из швеллеров, соединенными болтами со ступицей и заклепками с ободом. Для шкивов применяются подшипники качения.

К о п р ы необходимы для поддержания копровых шкивов и восприятия сил, действующих на них, для крепления проводников, выходящих из ствола, разгрузочных кривых для скипов и опрокидных клетей и балок для посадочных кулаков или качающихся площадок.

Основные части копра (рис. 186): вертикальный станок 1, укосина (нога) 2, подпирающая его в верхней части и укрепленная внизу на бетонном фундаменте (в некоторых конструкциях копров укосина не применяется), площадка 3 для копровых шкивов.

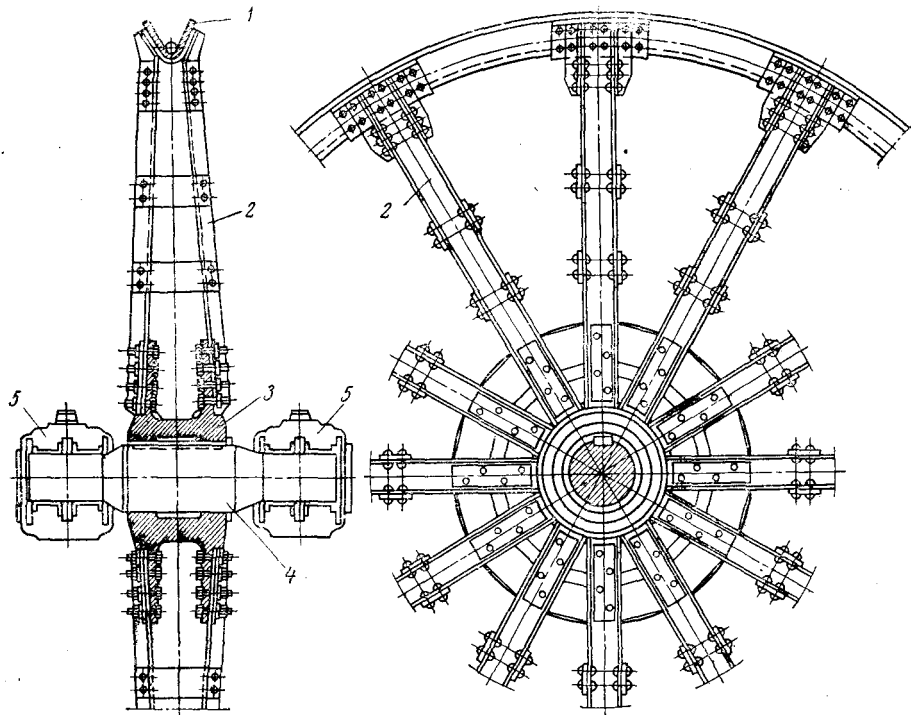


Рис. 185. Стальной штампованный копровый шкив

Копры изготавливаются из стали и железобетона. Наибольшее применение получили стальные копры, имеющие по сравнению с железобетонными ряд преимуществ: меньший вес; упругость стали компенсирует дополнительные напряжения в конструкции копра при неравномерной осадке его опор; изготовление на заводе, обеспечивающее высокое качество; минимальные затраты времени на монтаж; транспортабельность; способность к реконструкции, так как они могут быть усилены, повышены, перенесены на другую шахту. Железобетонные копры по сравнению со стальными более устойчивы и не требуют дополнительных расходов на содержание их.

По количеству обслуживаемых подъемов копры делятся на одно-подъемные, несущие одну пару копровых шкивов, и многоподъемные. Применяются копры следующих конструкций.

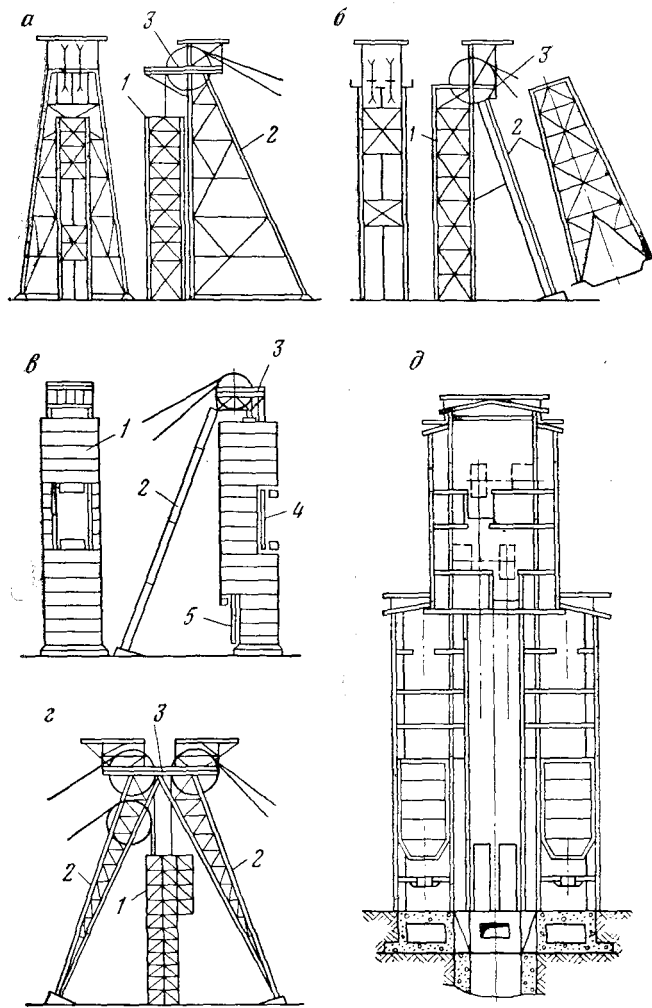


Рис. 186. Копры

Копры А — системы (рис. 186, а) представляют собой ферму, воспринимающую все нагрузки от подъемной установки, собственного веса и давления ветра. Станок копра независим от фермы.

Четырехстоечные копры (рис. 186, б) состоят из конструкции четырехугольного сечения, являющейся одновременно рабочей частью копра и станком, и укосины. Укосина воспринимает главным образом

усилия от натяжения канатов, а станок — нагрузки от собственного веса копра и давления ветра. Четырехстоечные копры обеспечивают более благоприятные условия компоновки откатки в надшахтном здании в отличие от копров А — системы, где в связи с наличием большого числа горизонтальных связей эти условия менее благоприятны.

В станке четырехстоечного копра для скиповых подъемов и подъемов с опрокидными клетями необходимо оставлять проемы для опрокидывания и разгрузки подъемных сосудов, что ослабляет конструкцию пространственной фермы и затрудняет проектирование копра.

Цилиндрические копры (рис. 186, в) состоят из цилиндрического станка 1, собранного из полуколец-секций, укосины 2, подшивной площадки 3. Секции соединяются между собой болтами или с помощью сварки. На уровне земли и на уровне разгрузки подъемного сосуда в цилиндрическом станке имеются проемы 4 и 5.

Шатровые копры (рис. 186, г) применяются для обслуживания двух подъемных установок, расположенных в одном стволе под углом 180°. Станок здесь независим от копра.

Башенные копры (рис. 186, д) применяются при расположении многоканатных подъемных машин в помещениях, находящихся в верхней части копров.

Проходческие копры бесстанковые сборно-разборные изготавливаются из стали и имеют шатровую конструкцию.

§ 5. ОРГАНЫ НАВИВКИ ПОСТОЯННОГО РАДИУСА

Одновременный подъем одного сосуда и спуск другого осуществляются навивкой одной ветви каната на органы навивки и свивкой с них другой ветви (барабаны) или увлечением каната силой трения (ведущий шкив трения). При этом достигается одновременный прием одного подъемного сосуда на верхней площадке, а другого — на нижней и уравновешивание мертвых весов сосудов.

В зависимости от того, меняется радиус навивки каната или остается постоянным, различают органы навивки постоянного радиуса (цилиндрические барабаны, ведущий шкив трения) и органы навивки переменного радиуса (бицилиндроконические барабаны, бобины и др.).

Ц и л и н д р и ч е с к и е б а р а б а н ы состоят из чугунных или стальных ступиц, спиц, обечайки (цилиндрическая поверхность барабана), вала и тормозных ободьев. Обечайка изготавливается из листовой стали и может быть футерована или не футерована. В первом случае на обечайке болтами впотай крепится деревянная футеровка (дуб, бук, ясень, вяз) толщиной 70—150 мм, на которой по винтовой линии нарезаются ручьи для каната. В нефутерованных барабанах ручьи нарезаются на поверхности обечайки.

Тормозные ободья, на которые при торможении накладываются тормозные колодки, изготавливаются как одно целое с барабаном.

Валы подъемных машин выполняются из стали с временным сопротивлением разрыву 50—60 кгс/см², причем коренной вал (вал барабана) располагается на двух роликовых подшипниках. Валы редуктора соединяются с валами барабана и двигателя зубчатыми муфтами, допускающими некоторый перекос соединительных концов валов, не отражающийся на работе машины.

Установки с цилиндрическими барабанами могут быть с двумя (двойными) и с одним (одинарным) барабанами.

При двух барабанах каждый из них обслуживает одну ветвь каната (рис. 187, а). При установке с одним барабаном он обслуживает обе ветви каната, при свивке с барабана ветви каната опускающегося подъемного сосуда на ее место навивается ветвь каната поднимающегося сосуда (рис. 187, б).

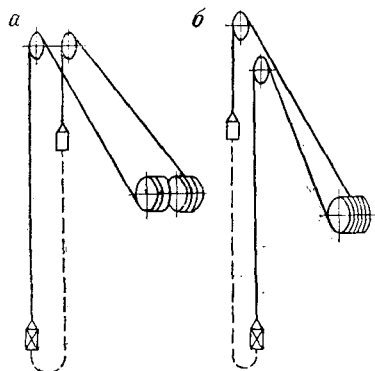


Рис. 187. Схема подъемных установок с цилиндрическими барабанами: а — двойным; б — одинарным

В машинах с двумя барабанами один из них жестко закреплен на валу (заклиненный барабан), а другой может быть соединен или отсоединен от вала (переставной барабан). Переставной барабан дает возможность регулировать расположение подъемных сосудов относительно друг друга, что необходимо при обслуживании нескольких горизонтов шахты, при отрубке каната для испытания и пр. Для этого переставной барабан затормаживается стопорным устройством и отсоединяется от вала, а жестко закрепленным барабаном перемещается его ветвь каната при неподвижной ветви переставного барабана.

Машина с одним барабаном по сравнению с двухбарабанной машиной имеет меньшую ширину и вес. Одинарный барабан конструктивно не отличается от жестко закрепленного барабана в установке с двумя барабанами. Для удобства регулирования каната одинарный барабан может выполняться разрезным (см. ниже).

При выборе типа барабана следует иметь в виду число обслуживаемых установкой горизонтов и расположение шкивов на подшкивной площадке копра. При расположении копровых шкивов на одной геометрической оси не встречается препятствий к установке двух цилиндрических барабанов. При расположении копровых шкивов в одной вертикальной плоскости при двух барабанах трудно иметь допустимые углы отклонения каната на барабанах.

Донецкий машиностроительный завод им. Ленинского комсомола Украины (ДМЗ) выпускает двухбарабанные и однобарабанные подъемные машины (табл. 21). В таблице не приводятся данные о машинах 2БМ и БМ диаметром 2 и 2,5 м, так как эти машины для вертикальных шахт почти не применяются.

Донецкий машиностроительный завод им. Ленинского комсомола Украины (ДМЗ) выпускает двухбарабанные и однобарабанные подъемные машины (табл. 21). В таблице не приводятся данные о машинах 2БМ и БМ диаметром 2 и 2,5 м, так как эти машины для вертикальных шахт почти не применяются.

Таблица 2

Технические характеристики некоторых одноканатных машин ДМЗ

Машина	Максимальное статическое натяжение каната, тс	Максимальная разность статических натяжений двух канатов, тс	Передаточное число редуктора	Приведенный вес вращающихся частей машины к окружности навивки каната, тс
БМ-3000/2030-4 *	10	5	30	11
БМ-3000/2020-4 . . .	10	5	20	10
БМ-3000/2011-4 . . .	10	5	11,5	9,5
2БМ-3000/1530-4 *	10	5	30	18
2БМ-3000/1520-4 . . .	10	5	20	17,3
2БМ-3000/1511-4 . . .	10	5	11,5	16,4
1×2,5×2 **	6,5	6,5	11,5; 20; 30	14; 10,8; 9,5
2×2,5×1,2	7,5	6,5	11,5; 20; 30	17; 14,7; 12,6
1×3×2У	13	8	11,5; 20; 30	19,9; 16,6; 14,6
2×3×1,5У	13	8	11,5; 20; 30	25,4; 22,2; 20
Ц-3,5 × 2А ***	18	6,5	10,5; 11,5; 20; 30	16,5; 16,7; 18,3; 21,3
2Ц-3,5 × 1,7А *** . . .	18	14	10,5; 11,5; 20	18,1; 18,4; 20,7
	15	6,5	10,5; 11,5; 20; 30	27,2; 27,4; 28,9; 31,9
	15	12,5	10,5; 11,5; 20	28,5; 28,7; 33

* 2БМ и БМ — соответственно двухбарабанные и однобарабанные машины. Числитель показывает диаметр барабана в мм, первые две цифры знаменателя — ширину барабана в дм, вторые — передаточное число редуктора. Индекс «4» после дроби обозначает порядковый номер проводимой заводом модификации машин.

** Первая цифра — количество барабанов, вторая — диаметр барабана (м), третья — ширина барабана (м), «У» — усиленная конструкция машины, рассчитанная на увеличенные нагрузки.

*** Ц и 2Ц — цилиндрические барабаны (соответственно один или два), первая цифра — диаметр барабана (м), вторая — ширина барабана (м), А — модернизированное исполнение машин.

Примечания: 1. Для машин БМ и 2БМ при передаточных числах $i=20$ и $i=30$ применяются двигатели со скоростью вращения $n=590$ и 720 об/мин, при $i=11,5$ с $n=490$ и 590 об/мин.

2. Для машин $1 \times 2,5 \times 2$; $2 \times 2,5 \times 1,2$; $1 \times 3 \times 2У$ и $2 \times 3 \times 1,5У$ с $i=20$ и $i=30$ применяется та же скорость вращения двигателей, что и для машин БМ и 2БМ и, кроме того, при $i=11,5$ дополнительно $n=720$ об/мин.

3. Для машин Ц и 2Ц при $i=20$ применяются двигатели с $n=365$ и 490 об/мин, при $i=30$ применяются двигатели с $n=240$, 295 и 365 об/мин, при $i=11,5$ применяются двигатели с $n=240$, 295 , 365 , 490 , 590 и 720 об/мин.

Кроме данных о машинах 2БМ и БМ, в таблице приводятся данные о новых, более совершенных машинах ДМЗ, которые должны заменить в ближайшее время машины 2БМ и БМ.

Машины БМ и 2БМ имеют съемные по диаметру барабаны из литых чугунных дисков, соединенных стальной обечайкой. Реборды барабанов допускают трехслойную навивку канатов. Однобарабанные машины имеют внутри барабанов две бобины для навивки на них запаса каната. В двухбарабанных машинах переставной барабан (правый) насажен на валу свободно на бронзовых втулках и соединен с валом с помощью червячного механизма перестановки с ручным приводом. Заклиненный (левый) барабан закреплен на валу тангенциальными шпонками.

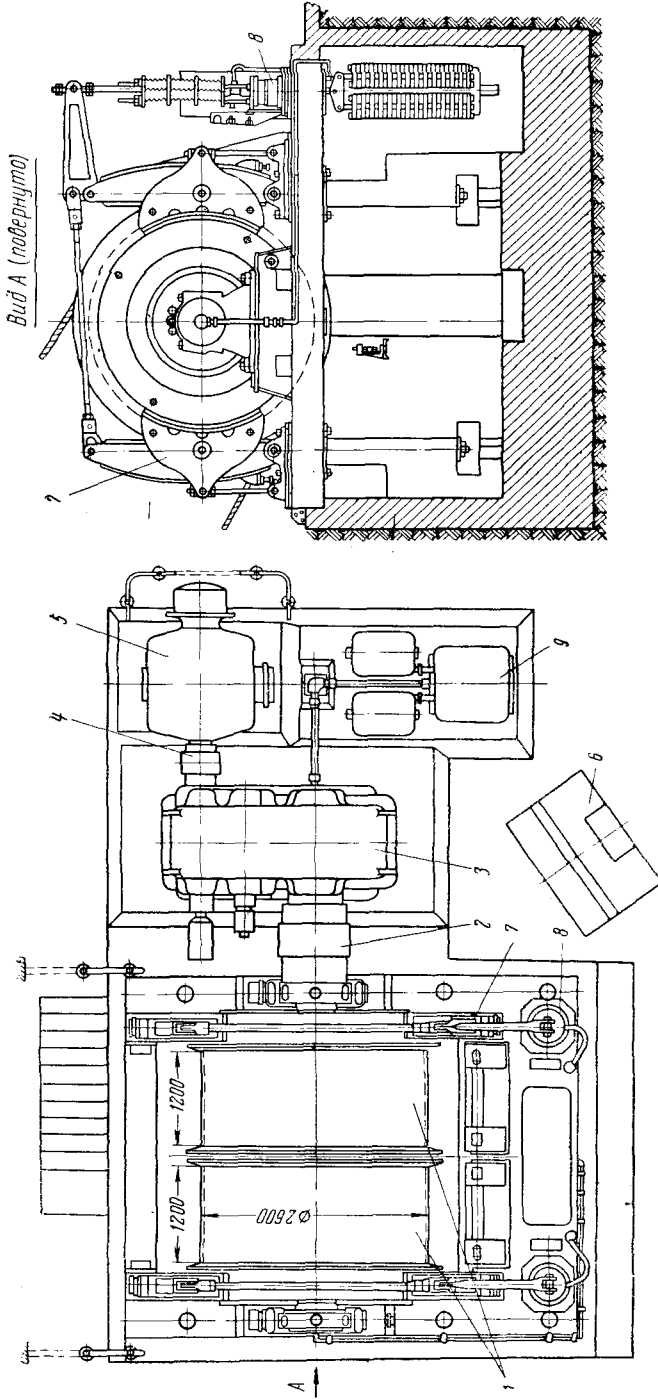


Рис. 188. Шахтная подъемная машина ДМЗ типа 2 × 2,5 × 1,2

1 — барабаны; 2 — зубчатая муфта; 3 — редуктор; 4 — пружинная муфта; 5 — двигатель; 6 — пульт управления; 7 — тормоз; 8 — прибор тормоза; 9 — аппарат задания и контроля хода

На рис. 188 показана машина $2 \times 2,5 \times 1,2$. Устройство барабанов машин $1 \times 2,5 \times 2$; $2 \times 2,5 \times 1,2$; $1 \times 3 \times 2У$ и $2 \times 3 \times 1,5У$ аналогично устройству барабанов машинам БМ и 2БМ, причем барабаны могут быть выполнены футерованными и нефутерованными, разъемными и неразъемными. Машины могут быть правого исполнения (двигатель и редуктор расположены справа, если смотреть от привода тормоза) или левого. В этих машинах применен зубчатый механизм перестановки барабана (см. рис. 191) с дистанционным управлением.

Конструкции машин Ц-3,5 \times 2А и 2Ц-3,5 \times 1,7А аналогичны конструкциям машин $1 \times 3 \times 2У$ и $2 \times 3 \times 1,5У$.

На рис. 189 показаны двухбарабанные подъемные машины 2Ц-5 \times 2,3 и 2Ц-6 \times 2,4 Ново-Краматорского машиностроительного завода им. В. И. Ленина (НКМЗ). В шифре этих машин обозначено: 2Ц — два цилиндрических барабана, 5 и 6 — диаметр (м) 2,3 и 2,4 — ширина барабана (м).

В двухбарабанных машинах НКМЗ заклиненный правый барабан с помощью болтов соединяется с двумя ступицами, одна из которых запрессована на валу, а другая — разъемная для удобства монтажа и ремонта. Переставной левый барабан крепится к двум ступицам, установленным на валу на роликовых подшипниках, и соединяется с валом зубчатым механизмом перестановки. Барабан нефутерован.

На рис. 190 показана однобарабанная машина НКМЗ типа ЦР-6 \times 3,2/0,5 (ЦР — цилиндрический разрезной барабан; 6 — диаметр барабана, м; 3,2 — полная ширина барабана, м; 0,5 — расстояние от правой реборды барабана до разреза, т. е. ширина переставной части барабана, м). Барабан состоит из двух частей, закрепленных на коренном трубчатом валу. Заклиненная (левая) часть барабана соединяется с валом болтами, а переставная (правая) часть может свободно вращаться на роликовых опорах и соединяется с валом с помощью пружинно-пневматического механизма перестановки зубчатого типа. Поверхность барабана не футерована.

Разрез барабана делается так, чтобы один из канатов нависал только на заклиненную часть барабана, а другой — на обе части. При этом, если подъемный сосуд второго каната находится на нижней приемной площадке, оставшаяся на барабане часть его не должна переходить через разрез на заклиненную часть барабана. При таком барабане один подъемный сосуд можно переставить относительно другого на расстояние, равное длине рабочей части каната, размещенной на переставной части барабана.

На рис. 191 показан зубчатый механизм перестановки барабана, который состоит из зубчатого колеса 1, напрессованного на вал машины, зубчатого венца 2 ступицы переставного барабана и наружной зубчатой муфты 3 с внутренним зацеплением.

Зацепление муфты 3 с венцом и колесом происходит при разжатии тарельчатых пружин 4. При подаче сжатого воздуха в пневмоцилиндры 5 пружины сжимаются и венец 2 выходит из зацепления

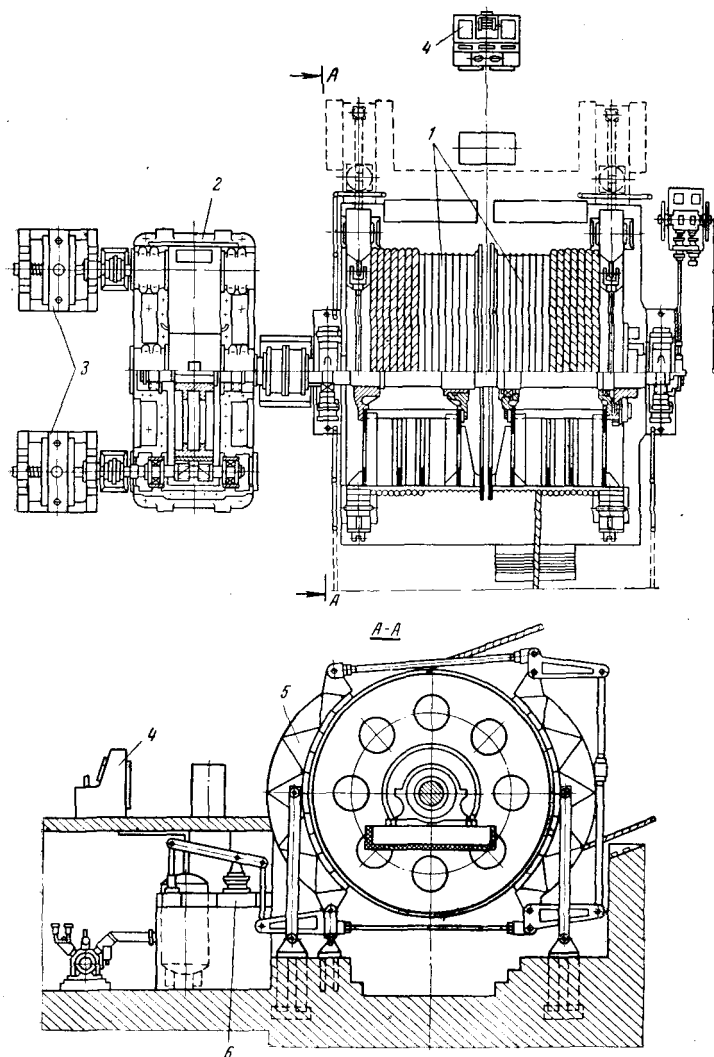


Рис. 189. Двухбарабанная подъемная машина НКМЗ:
 1 — барабаны; 2 — редуктор; 3 — двигатели; 4 — пульт управления;
 5 — тормоз; 6 — тормозной привод

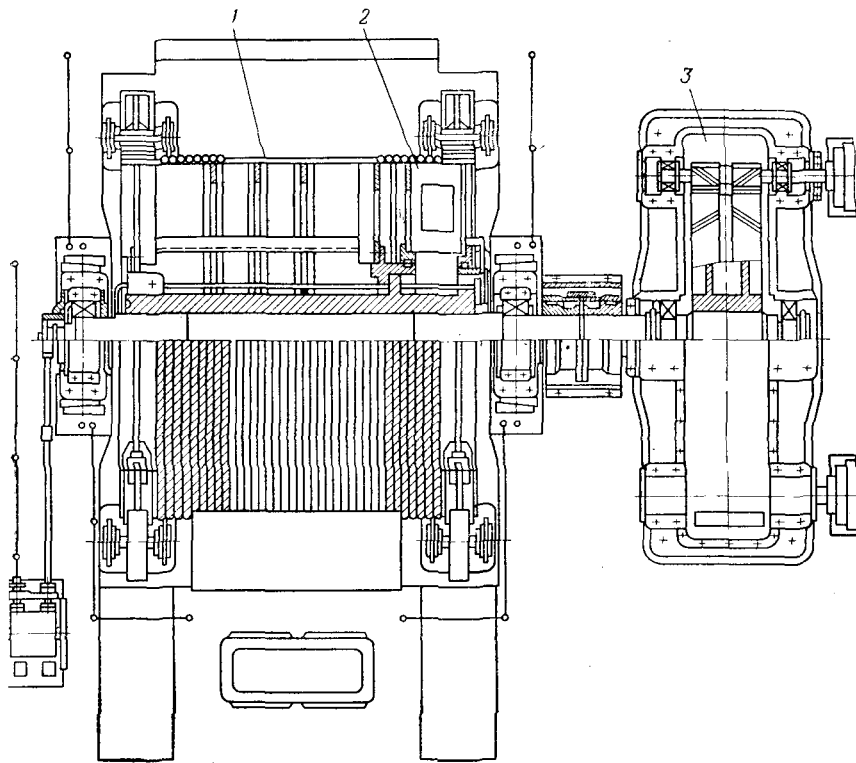


Рис. 190. Однобарабанная подъемная машина НҚМЗ:
 1 — заклиненная часть барабана; 2 — переставная часть барабана; 3 — редуктор

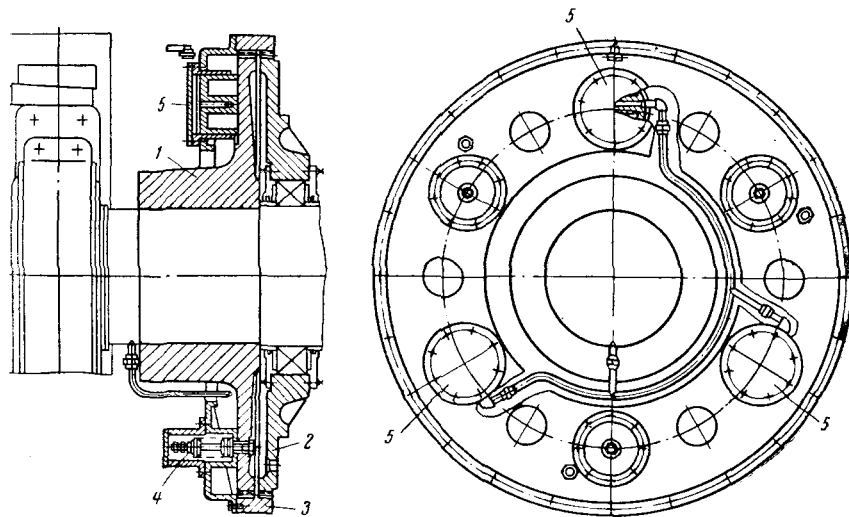


Рис. 191. Зубчатый механизм перестановки барабана

с муфтой. Зубчатый механизм перестановки может обеспечить точность регулирования длины каната до 100—200 мм.

Данные о машинах НКМЗ с цилиндрическими барабанами приведены в табл. 22.

Таблица 22

Технические характеристики одноканатных подъемных машин НКМЗ с цилиндрическими барабанами

Машины	Максимальное статическое натяжение каната, тс	Максимальная разность статических натяжений канатов, тс	Передаточное число редуктора	Вес машины без редуктора и электрооборудования, тс	Маховой момент без редуктора, тс·м ²
Выпускаемые в настоящее время					
2Ц-4×1,8	22	15	10,5; 11,5; 20	115	360
2Ц-4×2,3	25	16	10,5; 11,5; 20	128	500
2Ц-5×2,3	28	21	10,5; 11,5	189	1000
2Ц-6×2,4	32	23	10,5; 11,5	210	2000
2×5×2,7	50	35	—	270	2500
ЦР-4×3,2/0,6	25	16	10,5; 11,5; 20	80	320
ЦР-5×3,2/0,5	28	21	10,5; 11,5	118	710
ЦР-6×3,2/0,5	32	24	10,5; 11,5	125	1200
1×5×4,7/0,5	50	35	10,5; 11,5	205	2500
Намеченные к выпуску с 1974 г.					
2Ц-4×1,8	22	14	10,5; 11,5; 20	77	360
2Ц-4×2,3	25	16	10,5; 11,5; 20	99	500
2Ц-5×2,4	28	21	10,5; 11,5	128	1000
2Ц-5×2,8	50	35	—	204	3500
2Ц-6×2,4	32	24	10,5; 11,5	156	2000
2Ц-6×2,8	36	26	10,5; 11,5	188	2500
2Ц-6×2,8У	50	35	—	230	5000
ЦР-4×3/0,7	25	16	10,5; 11,5; 20	70	300
ЦР-5×3/0,6	28	21	10,5; 11,5	94	680
ЦР-6×3/0,6	32	24	10,5; 11,5	116	1200
ЦР-6×3,4/0,6	36	26	10,5; 11,5	140	1400

Согласно ПБ для установок на поверхности отношение диаметра барабана D_6 или копрового шкива $D_{к.ш}$ к диаметру каната d_k должно быть не менее 80, а для подземных и проходческих установок — не менее 60.

На грузо-людских и людских установках вертикальных шахт навивка каната на барабан должна быть однослойной, для только грузовых установок на поверхности она может быть двухслойной и в подземных установках — трехслойной. Область и условия применения многослойной навивки устанавливаются ПБ.

✓ При двух цилиндрических барабанах каждый из них обслуживает только одну ветвь каната, следовательно, на каждом барабане должны разместиться: 1) канат длиной, равной высоте подъема H

(расстояние от верхней приемной площадки до нижней по последнему горизонту); 2) канат для испытания длиной $l_n = 30 \div 35$ м; в случае расположения этого каната на внутренних бобинах длина его при определении ширины барабана не учитывается; 3) три витка трения $n_{в.т}$ для ослабления натяжения каната в месте его закрепления к барабану.

Чтобы избежать трения между витками каната, между ними оставляется зазор $b_3 = 2 \div 3$ мм.

Ширина барабана:

при однослойной навивке одной ветви подъемного каната

$$B_k = \left(\frac{H + l_n}{\pi D_6} + n_{в.т} \right) (d_k + b_3), \text{ мм}; \quad (188)$$

при многослойной навивке

$$B_k = \left(\frac{H + l_n}{n_c \pi D_{р.в}} + n_{в.т} \right) (d_k + b_3), \text{ мм}, \quad \checkmark \quad (189)$$

где n_c — число слоев навивки каната на барабан;

$\pi D_{р.в}$ — расчетная средняя длина витка,

$$\pi D_{р.в} = \pi [D_6 + (n_c - 1) d_k]. \quad (190)$$

Число витков трения при многослойной навивке $n_{в.т} = 7$.

Один цилиндрический барабан обслуживает обе ветви подъемного каната, причем при свивке одной ветви с барабана на него навивается другая ветвь каната.

Ширина одного барабана, обслуживающего обе ветви каната,

$$B_k = \left(\frac{H + 2l_n}{\pi D_6} + 2n_{в.т} + n_{в.з} \right) (d_k + b_3), \quad (191)$$

где $n_{в.з} = 2$ витка — зазор между свивающейся и навивающейся ветвями каната.

По найденному значению B_k и по заводским данным принимается окончательно ширина барабана.

Цилиндрические барабаны целесообразно применять при глубине шахт до 600—650 м.

При установке с ведущим шкивом трения круглый подъемный канат охватывает одножелобчатый шкив подъемной машины и увлекается этим шкивом благодаря силе трения, возникающей между канатом и футеровкой шкива (рис. 192). Канат, охватив ведущий шкив трения, через копровые шкивы направляется к подъемным сосудам, к прицепным устройствам которых прикрепляются его концы. Уравновешивающий канат при этом органе навивки обязателен, причем применение равновесного подвешенного каната обеспечивает нескольжение подъемного каната лишь при глубинах свыше 300 м. При меньших глубинах требуется навеска тяжелого подвешенного каната.

Ранее шкив футеровался исключительно деревом (берест), в настоящее время — прорезиненной тканью, пластмассой.

Для лучшего сцепления футеровки с канатом желательно применять канат односторонней свивки. В таком канате проволочки располагаются под некоторым углом к оси каната, а не вдоль ее, как это имеет место в канате крестовой свивки.

НКМЗ выпускает подъемные установки с ведущим шкивом трения типа ШТ-7,2, где 7,2 — диаметр шкива, м.

Впервые в машинах такого типа НКМЗ применил бобину для облегчения навески и смены канатов при узком ободе шкива. Шкив сварен из листового металла, благодаря чему упрощается технология изготовления шкива и уменьшается его вес.

Соединяется вал шкива с валом двигателя непосредственно (при тихоходных двигателях постоянного тока) или через одноступенчатый редуктор. Максимальные показатели такой машины: скорость подъема 15,85 м/сек, глубина подъема 1200 м, диаметр каната 60 мм, статическое натяжение на окружности шкива 31 тс, разность статических натяжений 7,2 тс.

Давление на футеровку шкива $p_{ш.т}$ от натяжения набегающей $F_{наб}$ и сбегающей $F_{сб}$ ветвей каната принимается равномерно распределенным на проекцию опорной поверхности шириной, равной диаметру каната d_k , и длиной, равной диаметру шкива $D_{ш.т}$,

$$p_{ш.т} = \frac{F_{наб} + F_{сб}}{D_{ш.т} d_k}, \text{ кгс/см}^2. \quad (192)$$

Для уменьшения износа футеровки $p_{ш.т}$ принимают равным 8 кгс/см² при деревянной футеровке, 14—16 кгс/см² — при футеровке из прорезиненной ткани, 16—20 кгс/см² — при пластмассовой футеровке.

Опрокидные сосуды из условия нескольжения каната при шкиве трения не применяются.

Во избежание проскальзывания ведущего шкива относительно каната нельзя устанавливать сосуды на кулаки на обеих приемных площадках; на одной из них устанавливают качающиеся площадки.

Установка с ведущими шкивами трения имеет преимущества: компактность благодаря небольшой ширине шкива; отсутствие отклонения каната в связи с расположением копровых шкивов и ведущего шкива трения в одной вертикальной плоскости; струны канатов могут быть меньшей длины, что способствует устранению их вибрации.

Недостатки установки с ведущим шкивом трения: при обрыве подъемного каната возникает опасность аварии с обоими сосудами; при обрыве подвесного каната почти всегда имеет место скольжение подъемного каната по ободу ведущего шкива, что также приводит к аварии; уменьшение надежности действия парашютов со стороны неповрежденной ветви каната; невозможность периодического испы-

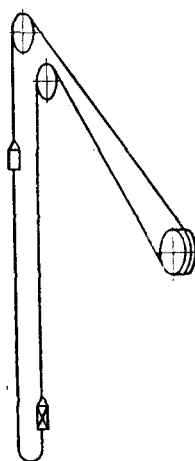


Рис. 192. Схема подъемной установки с ведущим шкивом трения

тания каната; более тяжелые условия работы каната по сравнению с другими системами; трудная навеска и смена канатов, требующая специальных приспособлений; невозможность работы с полным использованием установки при одновременной работе с нескольких горизонтов; во время разгона и остановки при определенных условиях возможно проскальзывание каната по ведущему шкиву или шкива по канату, в связи с чем нарушается работа предохранительных устройств.

Многоканатные подъемные установки, впервые появившиеся в 1938 г. в Швеции, в настоящее время получили большое распространение.

Принцип действия многоканатной установки (рис. 193) такой же, как и установки со шкивом трения, но с той разницей, что здесь подъемные сосуды 1 подвешены на нескольких (двух, трех, четырех, шести, восьми и даже двенадцати) подъемных канатах 2. К подъемным сосудам прикреплены уравнивающие канаты 3. На башенном копре располагается ведущий цилиндрический барабан 4 с концентрическими ручьями для подъемных канатов (многоручьевого шкив). Для соблюдения необходимого расстояния между сосудами в стволе иногда применяются отклоняющие шкивы 5. Благодаря применению шкивов 5 угол обхвата ведущего барабана 4 канатами доходит до $200-220^\circ$.

Наиболее простой является установка без отклоняющих шкивов, при которой угол обхвата канатом ведущего шкива составляет 180° , а диаметр ведущего барабана должен равняться расстоянию между осями подъемных сосудов в стволе.

При угле обхвата 180° принимается $D_{ш.т} \geq 80d_k$, а при большем угле $D_{ш.т} \geq 100d_k$. Ширина ведущего (а также отклоняющего) шкива зависит от числа подъемных канатов и расстояния между ними, примерно равного $10d_k$.

Наилучшей футеровкой является пластмассовая, хотя применяются также деревянная, кожаная и из алюминиево-магниевого сплава. Допускается удельное давление на пластмассовую футеровку до 20 кгс/см^2 , а коэффициент трения канатов о футеровку равен 0,2.

На рис. 194 показана коренная часть многоканатной подъемной машины. Ведущий шкив 1 сидит на валу 2, который вращается в роликовых подшипниках 3 и 4. Вал является одновременно полумуфтой, так как к нему болтами присоединяется фланец вала редуктора. Конструкция шкива приварена к стальной литой ступице 5, насаженной на вал горячей посадкой. Футеровка 6, выполненная из износостойкого материала, защищает шкив от истирания канатами.

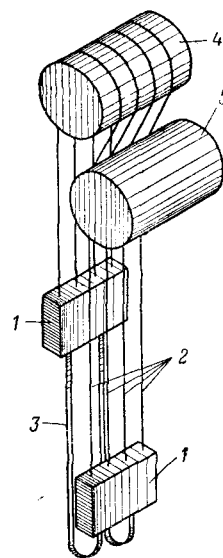


Рис. 193. Схема многоканатной подъемной установки

стойкого пластика, крепится на шкиве алюминиевыми прижимами 7. Ведущий шкив сварной, причем в машинах МК 5 × 2; МК 5 × 4 и МК 5 × 8 он разъемный.

Общий вид многоканатной машины МК 5 × 4, расположенной на копре, приведен на рис. 195.

Многоканатные машины бывают правого и левого исполнения. Электродвигатели применяются быстроходные и тихоходные. При применении тихоходных двигателей машина не имеет редуктора. Для уменьшения габаритов машина может быть изготовлена с расположением якоря тихоходного двигателя на консоли главного вала.

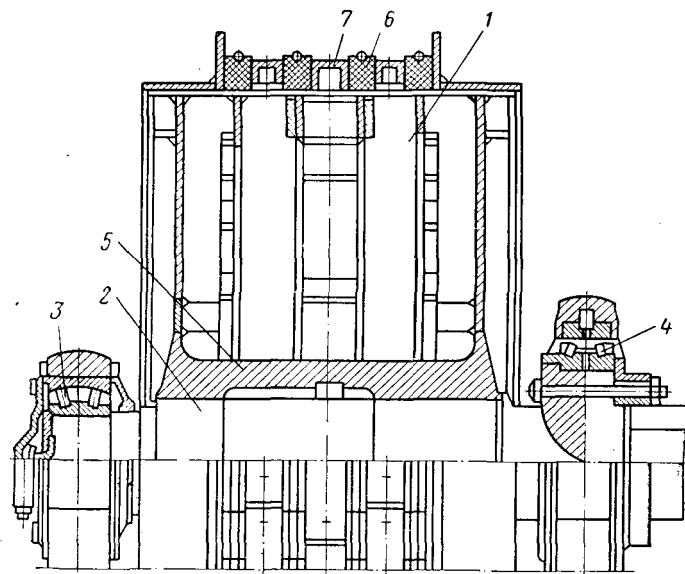


Рис. 194. Коренная часть многоканатной подъемной машины

При использовании многоканатных установок предъявляются определенные требования к канатам: по возможности постоянный диаметр; возможно меньшая вытяжка; стабильный модуль упругости; высокий коэффициент сцепления каната с футеровкой ручьев шкива; наибольшая поверхность соприкосновения с футеровкой; «жесткость» конструкции, исключающая повторные движения наружных проволок при соприкосновении с футеровкой (для устранения добавочных местных напряжений); наименьший диаметр каната при заданной грузоподъемности. Таким требованиям наиболее соответствуют закрытые канаты и в несколько меньшей степени — трехграннопрядные канаты.

Диаметр каната многоканатного подъема $d_{м.к.}$, число канатов n_k

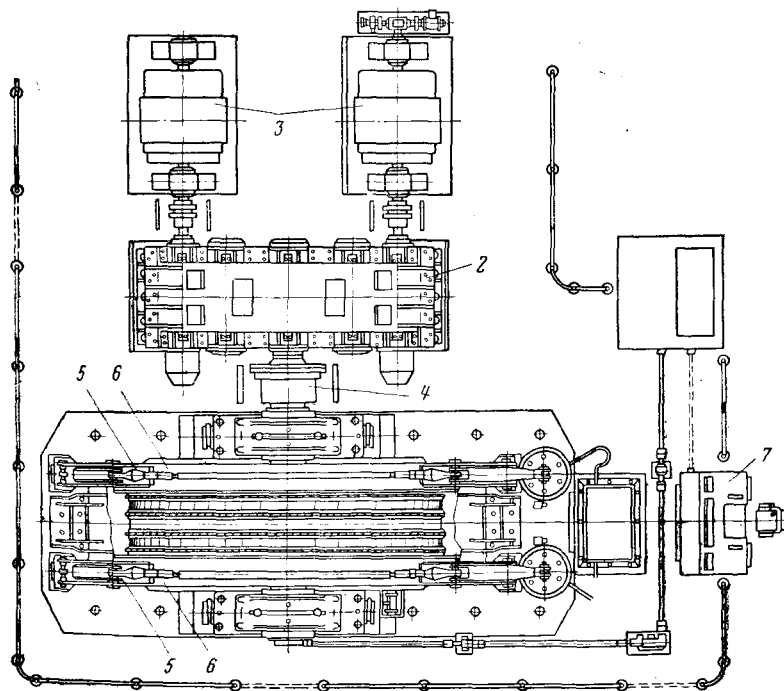
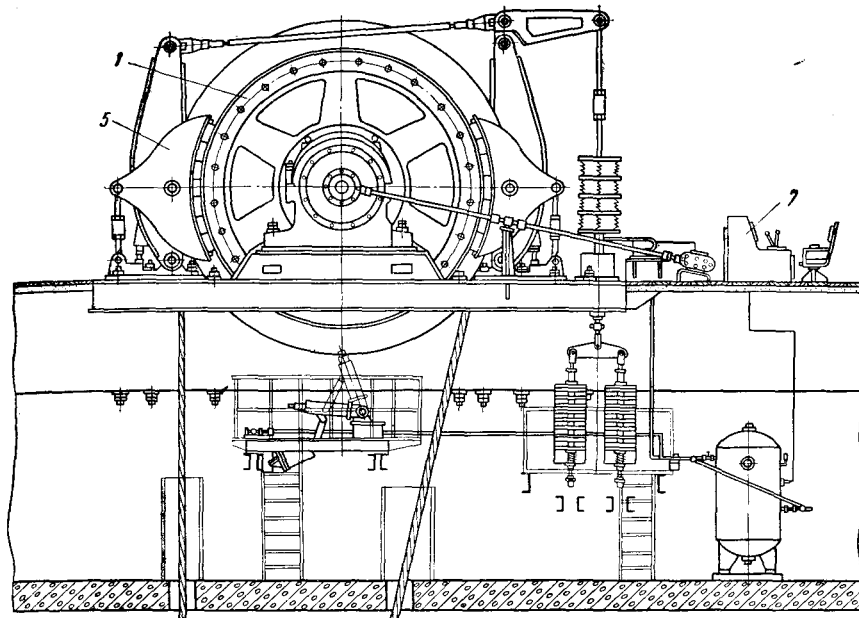


Рис. 195. Многоканатная подъемная машина:
 1 — коренная часть; 2 — редуктор; 3 — двигатели; 4 — муфта; 5 — тормоза; 6 — тормозные ободья; 7 — пульт управления

и диаметр каната одноканатного подъема d_k (при одинаковых условиях) связаны зависимостью

$$d_{м.к} = \frac{d_k}{\sqrt{n_k}}. \quad (193)$$

На основании этого соотношения абсолютная разница между диаметрами $d_{м.к}$, соответствующими соседним значениям n_k , уменьшается с увеличением n_k , что указывает на нецелесообразность принимать большое число подъемных канатов. По данным зарубежной практики, наибольшее число многоканатных установок имеют 4 подъемных каната, реже 2 и 6 канатов. Это важно также и потому, что при увеличении числа канатов усложняется конструкция подвешенного и уравнительного устройства, навеска и смена канатов.

Многоканатные подъемные установки имеют следующие преимущества: возможность подъема с больших глубин; увеличение полезного груза, поднимаемого за один раз; большая безопасность работы; диаметр каждого подъемного каната значительно меньше диаметра каната при одноканатном подъеме, в связи с чем меньше размеры машины, ее вес и мощность двигателя, а следовательно, лучше условия для автоматического управления; благодаря расположению машины на башенном копре меньше число перегибов каната, нет струн канатов и связанных с ними колебаний и углов отклонения (см. гл. II), обеспечивается герметизация копра, чем устраняется влияние атмосферных факторов на канаты; отсутствие крутящего момента, приложенного к сосуду со стороны канатов (благодаря применению четного числа канатов и поочередно расположенных канатов правой и левой свивки), что способствует уменьшению износа проводников и смягчению ударов на их стыках; возможность работы без парашютов благодаря малой вероятности одновременного обрыва всех канатов.

Недостатком многоканатных установок является неравномерное распределение нагрузки между подъемными канатами, которое возникает в связи даже с небольшим различием в диаметрах канатов (в пределах допусков при их изготовлении на заводе), различием в диаметрах ручьев, разной вытяжкой и неодинаковыми упругими характеристиками канатов. В связи с этим канаты будут работать по-разному, иметь разные напряжения и износ, а также различный запас прочности. В результате перегрузки одного каната по сравнению с другими может иметь место обрыв этого каната, вследствие чего возникает дополнительная динамическая нагрузка на другие канаты, которую они могут не выдержать, причем опасность обрыва канатов тем больше, чем меньше их число.

Для устранения этого недостатка применяют специальные подвесные уравнительные устройства, действующие, однако, в данное время весьма ненадежно и имеющие большой вес (3,5—6 тс). Поэтому часто вместо таких устройств автоматического выравнивания натяжений канатов в подвесных устройствах сосудов применяют пригонные клинья. Натяжение канатов при этом выравнивается

Технические характеристики многоканатных подъемных машин ДМЗ

Параметры	Машина									
	МК 2,25 × 2	МК 2,25 × 4	МК 2,25 × 4	МК 3,25 × 2	МК 3,25 × 4	МК 4 × 4	МК 4 × 8	МК 5 × 2	МК 5 × 4	МК 5 × 8
Высота подъема, м	1200	1200	1200	1200	1200	1000	1000	1000	1600	1600
Максимальное статическое натяжение канатов, тс	15,0	23,5	34,0	36,0	50,0	77,0	15,5	77,0	120,0	240,0
Максимальная разность статических натяжений, тс	3,5	6,0	12,0	8,0	15,0	25,0	50,0	20,0	25,0	50,0
Наибольший диаметр каната, мм:										
без отклоняющего шкива	28	28	28	40	40	—	—	—	—	—
с отклоняющим шкивом	22,5	22,5	22,5	32,5	32,5	40	40	50	50	50
Передаточное число редуктора	7,35; 10,5; 11,5	7,35; 10,5; 11,5	6; 7,35; 10,5; 11,5	6; 7,35; 10,5; 11,5	7,35; 10,5; 11,5	7,35; 10,5; 11,5	—	10,5; 11,5	10,5; 11,5	—
Максимальная скорость подъема, м/сек	12	12	12	14	14	14	14	14	14	14
Расстояние между канатами на шкиве, мм	200	200	250	350	300	300	300	900	300	300
Количество электродвигателей	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2
Вес машины без редуктора и электрооборудования, тс	23	25	43	40	50	85	150	115	130	250

Примечание. Машины МК 4 × 8; МК 5 × 2 и МК 5 × 8 поставляются по специальному заказу.

благодаря ручной перестановке клиньев при контроле за натяжением канатов при помощи динамометров.

Хотя в зарубежной практике известны случаи применения многоканатных подъемных установок при небольшой высоте подъема (менее 500 м), следует считать, что такие установки целесообразны для глубоких шахт при подъеме больших грузов.

В табл. 23 приводятся данные о многоканатных подъемных машинах ДМЗ. В шифре машин первая цифра обозначает диаметр ведущего шкива, а вторая — количество подъемных канатов.

§ 6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ

При подъемных системах с постоянным радиусом R навивки в общем случае статический момент сопротивления $M_{ст}$ относительно вала органа навивки будет переменным

$$M_{ст} = F_{ст}R, \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (194)$$

где $F_{ст}$ — статическое усилие на окружности навивки, т. е. разность статических натяжений поднимающейся $F_{под}$ и опускающейся $F_{оп}$ ветвей каната.

Пренебрегая различными вредными сопротивлениями в стволе и в машине и так как $R = \text{const}$, в начале подъема (рис. 196, а)

$$F_{ст} = F_{под} - F_{оп} = Q_{п} + Q_{м} + pH - Q_{м} = Q_{п} + pH, \quad (195)$$

в конце подъема (рис. 196, б)

$$F_{ст} = F_{под} - F_{оп} = Q_{п} + Q_{м} - (Q_{м} + pH) = Q_{п} - pH. \quad (196)$$

Мертвые веса подъемных сосудов уравниваются, а непостоянство $M_{ст}$ объясняется влиянием подъемного каната: в начале подъема вес подъемного каната pH увеличивает значение $F_{ст}$, в конце — уменьшает, и если $pH > Q_{п}$, то $F_{ст}$ станет отрицательным.

С точки зрения управления машиной и расхода энергии желательно, чтобы значение $M_{ст}$ было более или менее постоянно, что возможно при применении равновесного подъемному нижнего уравнивающего каната ($q = p$), прикрепляемого своими концами к днищам подъемных сосудов и образующего в колодце ствола петлю (рис. 197).

В этом случае за время подъемной операции $F_{ст} = Q_{п}$, т. е. здесь статическое усилие (а следовательно, и статический момент) системы будет постоянным, так как подвесной канат уравнивает подъемный.

Вес 1 м уравнивающего каната может быть меньше (легкий уравнивающий канат), равен (равновесный уравнивающий канат) или больше (тяжелый уравнивающий канат) веса 1 м подъемного каната. Легкий уравнивающий канат применяется для некоторого уменьшения отрицательных усилий. Благодаря рав-

новесному уравновешивающему канату, имеющему в данное время наибольшее применение, получают одинаковые статические усилия за весь период подъема. При тяжелом уравновешивающем канате мощность подъемного двигателя может несколько уменьшиться, но чрезмерное увеличение веса уравновешивающего каната значительно увеличивает вес подъемного каната.

В качестве уравновешивающего каната желательно применять плоский канат как более гибкий.

Петля уравновешивающего каната удерживается в колоде ствола деревянными брусками.

Расстояние от начала петли подвесного каната до нижней приемной площадки 10—15 м. Уравновешивающий канат прикрепляется к подъемному сосуду с помощью коуша и жимков.

Недостатки установки с уравновешивающим канатом: нормальный подъем можно производить только с одного горизонта, так как смена горизонта при наличии уравновешивающего каната невозможна; при больших скоростях и значительных глубинах шахт имеют место удары уравновешивающего каната об армировку ствола.

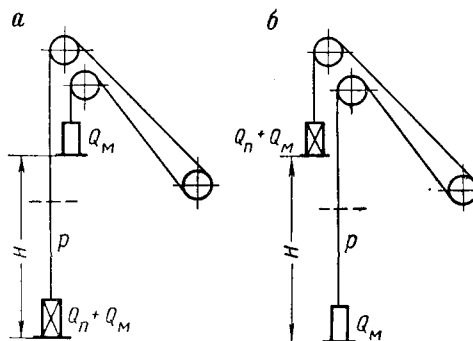


Рис. 196. Схема подъемной установки без уравновешивающего каната:

а — в начале подъема; б — в конце подъема

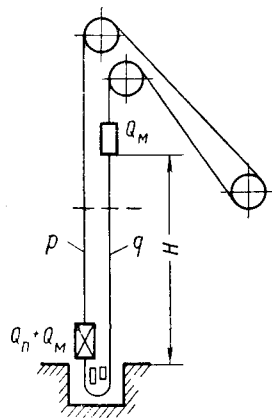


Рис. 197. Схема подъемной установки с уравновешивающим канатом

Существует способ уравновешивания без уравновешивающего каната с применением органов навивки переменного радиуса. Принцип такого уравновешивания заключается в том, что для более или менее постоянного значения $M_{ст}$ при переменном статическом усилии должен изменяться и радиус навивки. Поэтому в начале подъема, когда помимо концевой нагрузки (полезное ископаемое и мертвый вес подъемных сосудов) приходится преодолевать еще вес подъемного каната, навивка его соответствует малому радиусу органа навивки. Опускающейся при этом в шахту ветви каната соответствует большой радиус органа навивки. Затем радиус навивки обеих ветвей постепенно изменяется, и в конце подъема навивка каната соответствует большому, а свивка — малому радиусу. За время одной подъемной операции в связи с изменением длины отвеса каната в стволе изменяются усилие и радиус навивки.

Хотя установки с переменным радиусом навивки не имеют неудобств, свойственных системам с уравнивающим канатом, они имеют свои недостатки: нарушение уравнивания при работе с промежуточных горизонтов или при изменении нагрузки сосудов; при многоэтажных клетях увеличивается число маневров в связи с различными путями, проходимыми сосудами при повороте органов навивки на один и тот же угол.

Необходимость в уравнивании подъемной системы устанавливается по значению степени статической неуравновешенности

$$\delta = \frac{pH}{kQ_{\text{п}}} \quad (197)$$

Уравнивание необходимо применять, если $\delta \geq 0,5$. При проектировании подъемных установок уравнивающий канат обычно принимают на клетевых установках при высоте подъема свыше 400 м, на скиповых — свыше 600 м.

Различают статически уравновешенные подъемные системы, при которых статические моменты относительно оси вращения органа навивки за все время подъемной операции одинаковы, и динамически уравновешенные системы, при которых вращающие моменты двигателя относительно той же оси за то же время одинаковы.

К динамически уравновешенным системам относятся:

1) гармонический подъем акад. М. М. Федорова с полным уравниванием сил инерции. Постоянный вращающий момент за весь период подъемной операции достигается благодаря специально рассчитанному тяжелому подвесному канату и гармоническому закону изменения скорости сосудов;

2) подъемная система со специально рассчитанным профилем барабана переменного радиуса, предложенная проф. В. С. Макаровым.

Хотя эти системы не нашли широкого практического применения из-за больших потерь в реостате асинхронного двигателя в подъеме акад. М. М. Федорова и криволинейного профиля барабана в подъеме проф. В. С. Макарова, работы по созданию этих систем явились научной основой для решения ряда проблем шахтного подъема.

§ 7. ОРГАНЫ НАВИВКИ ПЕРЕМЕННОГО РАДИУСА

Из различных типов органов навивки переменного радиуса в настоящее время для шахт большой глубины применяются бицилиндроконические барабаны.

Схема подъемной установки с бицилиндроконическим барабаном показана на рис. 198. Бицилиндроконические барабаны бывают двойные (рис. 199, а) и одинарные (рис. 199, б). Они состоят из трех секций: малого цилиндра 1, конуса 2, большого цилиндра 3; с внешней стороны малого цилиндра прикрепляются тормозные ободья 4.

В начале подъема с уровня околоствольного двора канат наматывается на малый цилиндр, а в конце подъема — на большой цилиндр. Канат опускающегося сосуда свивается в обратном порядке.

В одинарных бицилиндроконических барабанах большой цилиндр обслуживает обе ветви каната. Для удобства регулирования каната одинарные барабаны изготавливаются разрезными у большого основания конуса.

Угол α_k между образующей конуса и горизонталью принимается до 70° , причем для удержания каната на конусе приварен спиральный желобок.

Витки трения располагаются на малых цилиндрах, а канат для испытания — обычно внутри малых цилиндров на бобинах.

На рис. 200 показана коренная часть подъемной машины НКМЗ типа БЦК-8/5 × 2,7 с одинарным разрезным бицилиндроконическим барабаном (БЦК — одинарный бицилиндроконический барабан, числитель и знаменатель — диаметр соответственно большого и малого цилиндра, множитель — ширина большого цилиндра). Большая часть разрезного барабана заклинена на валу, меньшая часть переставная и снабжена зубчатым механизмом перестановки. Канавка под канат нарезана на металлической обечайке барабана. Трубчатый вал барабана связан с валом двигателя непосредственно (при тихоходных двигателях постоянного тока) или через одноступенчатый

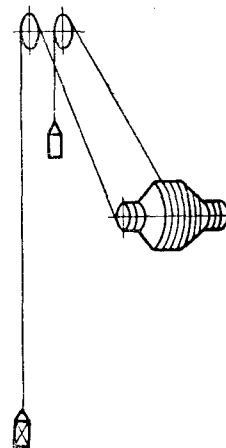


Рис. 198. Схема подъемной установки с бицилиндроконическим барабаном

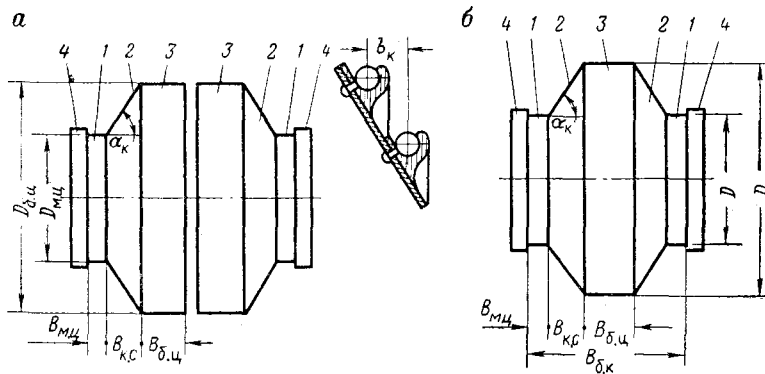


Рис. 199. Бицилиндроконические барабаны:
а — двойной; б — одинарный

редуктор. Данные о подъемных машинах с бицилиндроконическими барабанами НКМЗ приведены в табл. 24.

Число витков каната $n_{м.ц}$ на малом цилиндре обычно устанавливается таким, чтобы в период ускоренного и замедленного вращения

Таблица 24

Технические характеристики подъемных машин НКМЗ
с бидилиндроконическими барабанами

Машина	Ширина, м		Максимальное статическое натяжение каната, тс	Максимальная разность статических натяжений канатов, тс	Передачное число редуктора	Маховой момент без редуктора, тс·м ²
	малого цилиндра	конечной части				
БЦК-8/4×2,25 . . .	0,84	1	36,5	28,5	10,5; 11,5	4500
БЦК-8/5×1,7 . . .	0,87	1	55	42	—	6300
БЦК-8/5×2,7 . . .	0,87	1	55	45	—	7500
БЦК-9/5×2,25 . . .	0,87	1	37	30	10,5; 11,5	6000
БЦК-9/5×2,5 . . .	0,87	1	37	30	—	6500

барабана канат навивался (и свивался) на цилиндрических секциях барабана. Это достигается при 3—4 рабочих витках на малом цилиндре.

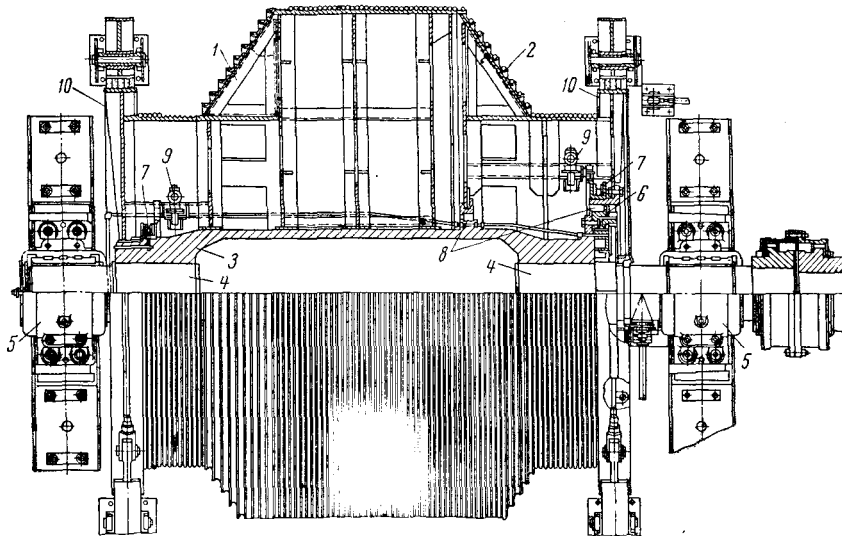


Рис. 200. Коренная часть подъемной машины БЦК-8/5 × 2,7
1 и 2 — заклиненная и переставная часть барабана; 3 — трубчатый вал; 4 и 5 — цапфы и подшипники вала; 6 — механизм перестановки; 7 — бобины; 8 — роликовые опоры; 9 — привод бобины; 10 — тормозные ободья

На конусе располагается 3—12 витков.

Диаметр малого цилиндра барабана должен удовлетворять требованиям ПБ, т. е. $D_{м.ц} \geq 80d_k$.

Диаметр большого цилиндра

$$D_{\text{б. ц}} = \varphi_{\text{б}} D_{\text{м. ц}}, \quad (198)$$

где $\varphi_{\text{б}} = \frac{D_{\text{б. ц}}}{D_{\text{м. ц}}}$, обычно $\varphi_{\text{б}} = 1,5 \div 2$.

Длина канатов $h_{\text{м. ц}}$, $h_{\text{кс}}$ и $h_{\text{б. ц}}$, расположенных соответственно на малом цилиндре, конусе и большом цилиндре барабана:

$$h_{\text{м. ц}} = \pi D_{\text{м. ц}} n_{\text{м. ц}}; \quad (199)$$

$$h_{\text{кс}} = \pi \frac{D_{\text{м. ц}} + D_{\text{б. ц}}}{2} n_{\text{кс}}; \quad (200)$$

$$h_{\text{б. ц}} = H - h_{\text{м. ц}} - h_{\text{кс}}. \quad (201)$$

Число витков каната на большом цилиндре

$$n_{\text{б. ц}} = \frac{h_{\text{б. ц}}}{\pi D_{\text{б. ц}}}. \quad (202)$$

Бицилиндроконический барабан при навивке каната известной длины на каждую секцию барабана должен быть повернут на угол Φ , который определяется как произведение числа витков на 2π .

Ширина соответственно малого цилиндра, конуса и большого цилиндра (см. рис. 199) равна

$$B_{\text{м. ц}} = \left(n_{\text{м. ц}} + \frac{l_{\text{и}}}{\pi D_{\text{м. ц}}} + n_{\text{в. т}} \right) (d_{\text{к}} + b_{\text{з}}), \text{ мм}; \quad (203)$$

$$B_{\text{кс}} = n_{\text{кс}} b_{\text{к}}, \text{ мм}; \quad (204)$$

$$B_{\text{б. ц}} = n_{\text{б. ц}} (d_{\text{к}} + b_{\text{з}}), \text{ мм}, \quad (205)$$

где $l_{\text{и}} = 30$ — длина каната для испытания (принимается в расчет, когда этот канат расположен на поверхности малого цилиндра), м;

$n_{\text{в. т}}$ — число витков трения (не менее 3);

$b_{\text{к}}$ — горизонтальная проекция расстояния между центрами витков на конусе (см. рис. 199); обычно $b_{\text{к}} = 70 \div 80$ мм;

$b_{\text{з}}$ — зазор между витками каната; на малом цилиндре $b_{\text{з}} = 3 \div 5$, на большом цилиндре $b_{\text{з}} = 2 \div 3$ мм.

Общая ширина двойного бицилиндроконического барабана

$$B_{\text{б. к}} = B_{\text{м. ц}} + B_{\text{кс}} + B_{\text{б. ц}}. \quad (206)$$

Общая ширина одинарного бицилиндроконического барабана

$$B_{\text{б. к}} = 2(B_{\text{м. ц}} + B_{\text{кс}}) + B_{\text{б. ц}}. \quad (207)$$

Угол $\alpha_{\text{к}}$ конусности барабана определяется по формуле

$$\text{tg } \alpha_{\text{к}} = \frac{D_{\text{б. ц}} - D_{\text{м. ц}}}{2B_{\text{кс}}}. \quad (208)$$

Технические характеристики редукторов

редуктор	Для одноканатных машин				Для многоканатных машин				вес, тс	
	передаточное число	наибольший крутящий момент на ведомом валу, тс·м	маховой момент на ведомом валу, тс·м ²	вес, тс	редуктор	передаточное число	наибольший крутящий момент на ведомом валу, тс·м	маховой момент на ведомом валу, тс·м ²		
Редукторы ДМЗ										
ЦД2-163	20; 30	6	—	35	РС-700	7,35; 10,5; 14,5	12	4,6; 8,7; 10,4	42	
ЦД-115У	10,5; 11,5; 20,5; 30	6	4,41; 4,8; 7,65; 10,5; 16,8; 29,5; 39	6,85	2ЦД-14	6; 7,35; 10,5; 11,5	20	12; 18; 24; 26,6	46	
ЦД-150М	11,5; 20; 30	11,5	—	12	2ЦД-17	7,35; 10,5; 11,5	45	37; 50; 55	27	
ЦДН-130	11,5; 20; 30	13	10,7; 19; 40,3	8,7	2ЦД2-20	7,5; 10,5; 11,5; 14,33	30; 30; 36	—	34	
ЦДН-150	11,5; 20; 30	20	22; 33; 48	13,4	2ЦД2-23	7,35; 10,46; 11,39	50	—	51	
ЦДН-170У	10,5; 11,5; 20	30	—	19,5						
Редукторы НКМЗ										
ЦО-16	10,5; 11,5	22; 19	55; 60	27	ЦОН-16	10,5; 11,5	30; 26	61; 65	27	
ЦО-18	10,5; 11,5	32; 28	90; 100	36	ЦОН-18	10,5; 11,5	36; 32	91,4; 97,2	38	
ЦО-22	10,5; 11,5	57; 48	250; 280	64	ЦОН-22	10,5; 11,5	76; 70	250; 280	64	
ЦО-20	20	38	100	31	ЦДН-20	20	38	90	34	

Примечания: 1. Редукторы ЦД и ЦДН для одноканатных машин, а также редуктор РС-700 изготавливаются в одноприводном исполнении, все остальные редукторы имеют двухприводное исполнение.

2. Величины крутящих моментов на тихоходном валу при двухдвигательном приводе могут быть удвоены.

§ 8. РЕДУКТОРЫ

Редуктор представляет собой отдельный узел машины, связанный с двигателем и органами навивки через зубчатые или пружинные муфты, позволяющие работать при некоторых перекосах и смещениях валов.

Отъемные редукторы удобны в монтаже и эксплуатации, надежны в работе, так как поставляются заводом в собранном виде с точным соблюдением межцентровых расстояний и параллельности валов.

Редукторы выпускаются одноступенчатые (ЦО) и двухступенчатые (ЦД) с цилиндрическими косозубыми и шевронными зубчатыми передачами (с косыми зубьями выполняется обычно первая ступень двухступенчатого редуктора). Зубчатые передачи редукторов последних моделей имеют зацепление Новикова (Н — в обозначении редуктора), позволяющее передавать больший крутящий момент по сравнению с эвольвентным зацеплением. Одноступенчатые редукторы имеют два приводных вала, что дает возможность работать с одним или двумя двигателями.

Для многоканатных подъемных машин может быть применен любой редуктор. Но при расположении машины на копре необходимо уменьшать динамические нагрузки, возникающие в подъемной системе при пуске, остановке и реверсировании двигателя, а также при аварийном торможении. Поэтому для многоканатных машин выпускаются редукторы на пружинных опорах, соединяющиеся с главным валом машины жестким фланцем. Для уменьшения размеров редукторы изготавливаются двухступенчатые, одноприводные соосные (РС) и двухприводные (2ЦД).

Опоры валов всех редукторов выполнены на подшипниках качения. Смазка зубчатых колес осуществляется при их вращении погружением в масляную ванну редуктора, а подшипников — разбрызгиванием и масляным туманом.

Данные о редукторах приведены в табл. 25. Цифры в обозначениях редукторов — межцентровые расстояния в дм (двухзначное число) или в см (трехзначное число).

Выбирается редуктор по крутящему моменту на его тихоходном ведомом валу

$$M = \left[\frac{830 N_{дв} \eta_i}{n_{дв}} \lambda_n - 0,025 \frac{GD^2}{R} i \right] i, \quad (209)$$

где $N_{дв}$, $n_{дв}$, GD^2 и λ_n — соответственно мощность, скорость вращения, маховой момент ротора и перегрузочная способность двигателя;
 R — радиус барабана;
 i — передаточное число редуктора.

Глава II

РАСПОЛОЖЕНИЕ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ОТНОСИТЕЛЬНО СТВОЛА ШАХТЫ

Одноканатная подъемная машина располагается в здании на уровне земли, а многоканатная — в машинном зале на копре. Чтобы здание машины не мешало разгрузочным операциям на поверхности, оно должно находиться в стороне, противоположной направлению движения груженых вагонеток в случае применения клетей, а при применении скипов и опрокидных клетей — направлению их разгрузки.

В одноканатных установках копровые шкивы на копре в зависимости от размещения подъемных сосудов в стволе, места расположения здания машины и типа органа навивки канатов могут быть установлены или в одной вертикальной плоскости, или на одной геометрической горизонтальной оси (рис. 201).

Остановимся на элементах схемы расположения установки относительно ствола шахты при размещении машины в здании на уровне земли.

1. Высота копра h_k , под которой понимается расстояние по вертикали от отметки устья ствола шахты до оси верхнего копрового шкива, складывается из:

а) высоты h_b от устья шахты до верхней приемной площадки. Для клетевого подъема $h_b = 6 \div 12$ м, для скипового $h_b = 11 \div 24$ м и более;

б) высоты h_c клетки от ее основания до верхнего зажима каната (см. рис. 164) или верхнего элемента подвешного устройства (см. рис. 167). Для скипов и опрокидных клетей h_c — вертикальное расстояние от верхней кромки бункера до верхнего зажима каната (см. рис. 179) или верхнего элемента подвешного устройства (см. рис. 177), когда подъемный сосуд находится в положении разгрузки;

в) высоты переподъема h_n , на которую может свободно подняться подъемный сосуд от нормального положения при разгрузке на верхней приемной площадке до соприкосновения верхнего зажима каната (см. рис. 164) или верхнего элемента подвешного устройства (см. рис. 167) с ободом копрового шкива или отдельных частей сосуда с элементом копра, причем при опрокидных клетях, кроме указанного, должна быть учтена высота переподъема при спуске и подъеме людей — расстояние, на которое может подняться клеть от положения при посадке людей до начала поворота платформы клетки. По ПБ значение h_n должно быть: при клетевых установках и скорости не свыше 3 м/сек — не менее 4 м, при большей скорости — не менее 6 м, для грузовых установок со скипами и опрокидными клетями — не менее 2,5 м;

г) добавочного расстояния, равного $0,75$ радиуса $R_{к.ш}$ копрового шкива (в предположении, что соприкосновение верхнего жимка каната произойдет на расстоянии $0,75R_{к.ш}$ от центра шкива).

Высота копра при расположении копровых шкивов на одной оси (рис. 201, б)

$$h_k = h_b + h_c + h_{\Pi} + 0,75R_{к. ш}, \text{ м.} \quad (210)$$

При расположении копровых шкивов в одной вертикальной плоскости (см. рис. 201, а) для определения h_k в правую часть выражения (210) добавляется $D_{к. ш}$ и расстояние по вертикали между ободьями копровых шкивов (ориентировочно 1 м).

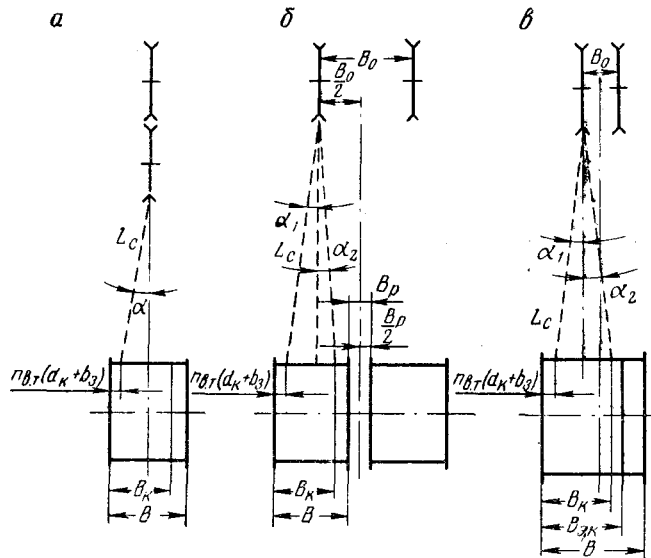


Рис. 202. Углы отклонения каната на барабанах подъемных машин

2. Расстояние l между осью ствола и осью вала барабана

$$l = (h_k - c) \operatorname{ctg} \beta + R_{к. ш}, \quad (211)$$

где $c = 1 \div 2$ м — расстояние от уровня земли до оси вала барабана.

3. Максимальная длина L_c струны, т. е. отрезка каната от копрового шкива до барабана, не должна превышать 60 м во избежание вибрации каната, которая может повлечь за собой выскакивание каната из реборд копровых шкивов.

При расположении копровых шкивов на одной горизонтальной оси (см. рис. 201, б)

$$L_c = \sqrt{(h_k - c)^2 + (l - R_{к. ш})^2}. \quad (212)$$

Аналогично определяется L_c при расположении копровых шкивов в одной вертикальной плоскости.

4. Угол β между струной каната и ее проекцией на горизонтальную плоскость как минимум равен 30° (из соображений, указанных в п. 3). Наименьшее значение угла β лимитируется и размерами фундаментной рамы машины: уменьшение этого угла может вызвать удлинение рамы, так как иначе за нее будет задевать канат. Исходя из этого $\beta \geq 30^\circ$. Высший предел угла β связан с копром: чрезмерное увеличение β вызывает приближение машины к стволу, поэтому не только увеличивается равнодействующая натяжения канатов, но и возникает затруднение в устройстве фундаментов укосины копра, которые могут вклиниться в фундамент машины, что недопустимо. Учитывая это, $\beta \leq 50^\circ$.

5. Угол α отклонения каната на барабанах, образованный более короткой струной, находящейся в крайнем положении на барабанах, и ее проекцией на проходящую через копровый шкив вертикальную плоскость, во избежание выскакивания каната из реборд копровых шкивов и быстрого износа каната согласно ПБ не должен превышать $1^\circ 30'$. При бидилиндроконических барабанах допускается увеличение угла отклонения до 2° со стороны малого цилиндра барабана в случае выполнения его с желобчатой поверхностью.

Углы α определяются по значению их тангенсов, представляющих собой отношение части ширины барабана, занятой канатом (от крайних положений струны на барабанах до ее проекции на плоскость, проходящую через копровый шкив и пересекающую барабан) к длине струны.

Угол отклонения каната, закрепленного у реборды одинарного неразрезного барабана (рис. 202, а),

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B - 2n_{в.т}(d_k + b_3)}{2L_c}. \quad (213)$$

Угол отклонения этого каната при переходе струны в крайнее положение в противоположную сторону будет меньше и поэтому не проверяется.

При двух барабанах различают углы α_1 и α_2 — отклонения канатов соответственно у внешней и внутренней реборды барабана (рис. 202, б).

При закреплении канатов у внешних реборд барабанов эти углы в зависимости от строительной ширины B барабана и ширины B_k занятой канатом, определяются следующим образом:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{2B + B_p - B_0 - 2n_{в.т}(d_k + b_3)}{2L_c}; \quad (214)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{B_0 - B_p - 2(B - B_k)}{2L_c}, \quad (215)$$

где $n_{в.т}(d_k + b_3)$ — ширина барабана, занятая витками трения;
 B_0 — расстояние между копровыми шкивами;
 B_p — расстояние между внутренними ребордами барабанов, которое при расположении тормоз-

ных ободьев у внешних реборд приблизительно равно 125 мм, у внутренних — 600 мм.

При неполном заполнении барабана канатом желательно, чтобы значения α_1 и α_2 по возможности меньше отличались друг от друга, для чего необходимо закреплять канат не у реборды барабана, а несколько отступая от нее.

При разрезном барабане и расположении копровых шкивов на одной горизонтальной оси (рис. 202, в)

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{B - B_0 - 2n_{в.т} (d_k + b_s)}{2L_c}; \quad (216)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{2B_k - (B - B_0)}{2L_c}. \quad (217)$$

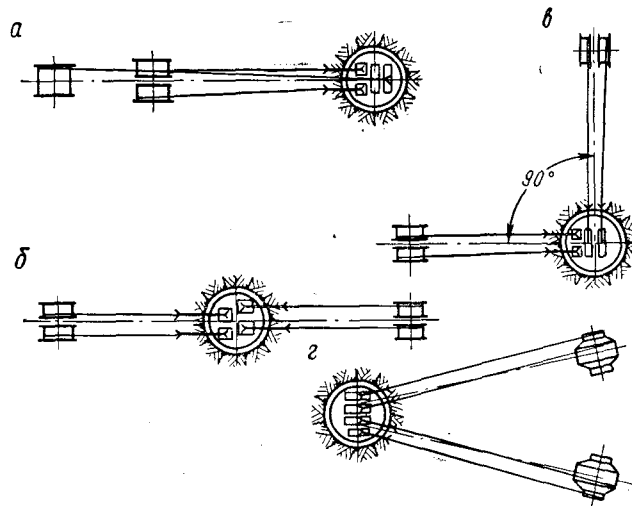


Рис. 203. Расположение в одном стволе подъемных сосудов двух одноканатных установок

В установках с ведущим шкивом трения для устранения углов отклонения каната шкив трения и копровые шкивы целесообразно располагать в одной вертикальной плоскости.

При расположении в одном стволе подъемных сосудов двух подъемных установок последние могут располагаться относительно ствола одна за другой (рис. 203, а), против друг друга (рис. 203, б), под углом 90° (рис. 203, в) и веерообразно (рис. 203, г).

В многоканатных подъемных установках при определении высоты копра различают два случая:

установка без отклоняющих шкивов (рис. 204, а) — угол обхвата канатом ведущего шкива λ , рад;

установка с отклоняющими шкивами (рис. 204, б) — угол обхвата канатом ведущего шкива $> \lambda$, рад.

По данным Южгипрошахта:
в первом случае

$$h_k = h_b + h_c + h_{\Pi} + h_{\sigma.т} + h_{кан} + h_{кам} + h_{ш} + 3,3, \text{ м}; \quad (218)$$

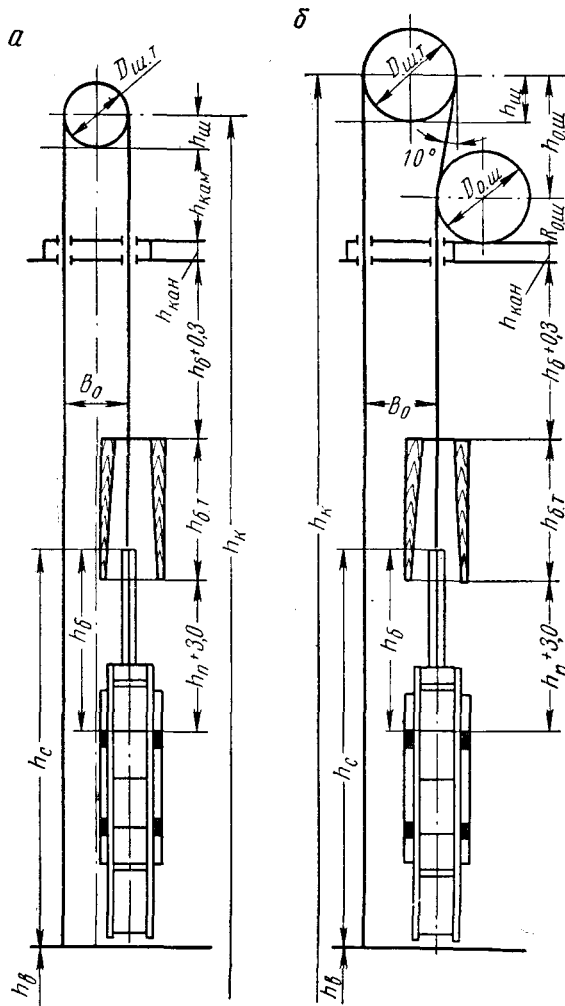


Рис. 204. Расположение многоканатной подъемной установки

во втором случае

$$h_k = h_b + h_c + h_{\Pi} + h_{\sigma.т} + h_{кан} + R_{о.ш} + h_{о.ш} + 3,3, \text{ м}, \quad (219)$$

где h_b — высота от уровня земли до кромки бункера (при транспортировании породы или угля одной марки $h_b = 25,5$ м, двух марок $h_b = 29,5$ м);

- h_c — высота сосуда от низа его до верхнего элемента подвешенного устройства;
 h_{Π} — высота свободного переподъема до входа в верхнее предохранительное устройство (по ПБ h_{Π} должно составлять не менее 3 м);
 $h_{б.т}$ — длина тормозных брусьев для предохранения головки копра при переподъеме сосудов ($h_{б.т} = 4 \div 5$ м);
 $h_{кан}$ — высота противометанного канала ($h_{кан} = 0,6 \div 0,8$ м);
 $h_{кам}$ — высота камеры под машиной ($h_{кам} = 2,8 \div 3,9$ м);
 $h_{ш}$ — возвышение оси вала машины над уровнем пола машинного зала ($h_{ш} = 1,0 \div 2,0$ м);
 $R_{о.ш} = \frac{D_{о.ш}}{2} = \frac{D_{ш.т}}{2}$ — радиус отклоняющего шкива;
 $h_{о.ш}$ — расстояние между осями отклоняющего и ведущего шкивов;
 B_o — расстояние между отвесами канатов в стволе, которое в зависимости от емкости сосудов и типа машины принимается от 1,5 до 2,8 м;
3,0 — расстояние от тормозного башмака верхнего сосуда до начала тормозных брусьев на копре, когда башмак нижнего сосуда вошел в соприкосновение с тормозными клиньями в зумпфе, необходимое для снятия с каната нагрузки, вызываемой весом опускающегося сосуда, а также для обеспечения натяжения каната за счет верхнего сосуда при переподъеме, м;
0,3 — расстояние до пола противометанного канала на случай прохода тормозного башмака сосуда до конца тормозных брусьев, м.

Г л а в а III

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ С ОРГАНАМИ НАВИВКИ ПОСТОЯННОГО РАДИУСА

§ 1. ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ПОДЪЕМНОЙ ОПЕРАЦИИ

Основными исходными данными при расчете кинематики подъемных систем является путь подъема H и продолжительность движения подъемных сосудов T_p , определяемая из условия обеспечения установкой заданной производительности.

Расчетная продолжительность подъемной операции $T_{p.п}$ складывается из времени T_p движения подъемных сосудов при прохождении ими пути H и паузы $t_{п}$ между двумя подъемными операциями, т. е. времени на загрузку и разгрузку сосудов, подачу сигналов о возможности начать движение и т. д.

Часовая производительность подъемной установки

$$A_{ч} = \frac{CaA_{год}}{n_{днч}}, \quad (220)$$

где C — коэффициент резерва производительности подъемной установки; при скиповой установке $C = 1,5$, при клетевой установке $C = 2$;

a — коэффициент, учитывающий выдачу породы, если она транспортируется установкой, предназначенной для транспортирования полезного ископаемого; при $a > 1,1$ возникает необходимость в дополнительной установке для транспортирования только породы;

$A_{\text{год}}$ — годовая производительность подъемной установки по транспортированию полезного ископаемого, т;

$n_{\text{д}}$ — расчетное число рабочих дней в году, равное 300;

$n_{\text{ч}}$ — расчетное число часов работы установки в сутки по транспортированию полезного ископаемого и породы; скиповой подъем рассчитывается на трехсменную работу при $n_{\text{ч}} = 15$ ч, для клетевого подъема по транспортированию угля при наличии на шахте только одного подъема $n_{\text{ч}}$ принимается в соответствии с расчетом баланса времени работы установки, но не более 13,5 ч в сутки.

Число подъемных операций в час

$$n_{\text{п. ч}} = \frac{1000 A_{\text{ч}}}{Q_{\text{п}}} \quad (221)$$

Продолжительность одной подъемной операции

$$T_{\text{р. п}} = \frac{3600}{n_{\text{п. ч}}}, \text{ сек.} \quad (222)$$

Продолжительность движения подъемных сосудов

$$T_{\text{р}} = T_{\text{р. п}} - t_{\text{п}} \quad (223)$$

Продолжительность пауз $t_{\text{п}}$ при транспортировании грузов принимается: при одноэтажных клетях и емкости вагонетки 1 т — 15 сек, 2 т — 18 сек, 3 т — 20 сек; при двухэтажных клетях в установках с органами навивки постоянного радиуса и емкости вагонетки 1 т — 35 сек, 2 т — 40 сек; при двухэтажных клетях в установках с органами навивки переменного радиуса и емкости вагонетки 1 т — 40 сек, 2 т — 45 сек; при опрокидных клетях и емкости вагонеток 1 т — 10 сек, 2 т — 12 сек, 3 т — 15 сек; при скипах до 6 т — 8 сек, 9 т — 10 сек, 12 т — 12 сек, 15 т — 15 сек, 20 ÷ 30 т — 20 ÷ 30 сек.

Пауза $t_{\text{п}}$ при транспортировании людей определяется с учетом, что на 1 м² площади пола клетки размещается пять человек, продолжительность посадки людей в клетку: 5 человек — 15 сек, 10 человек — 20 сек, 15 человек — 25 сек, 20 человек — 30 сек. При двухэтажных клетях указанная продолжительность пауз удваивается и к ней прибавляется еще 5 сек. Продолжительность спуска или подъема смены не должна превышать 35—40 мин.

Продолжительность пауз при выполнении вспомогательных операций: на загрузку и выгрузку длинного леса, спускаемого непо-

средственно в клетях, — 30 мин, на загрузку и разгрузку рельсов — 40 мин, на загрузку и разгрузку клетей при спуске платформы (вагонетки) с лесом — 1 мин, на загрузку и разгрузку клетей при спуске взрывчатых веществ — 2 мин.

При бадьевой установке пауза определяется по операциям на верхней приемной площадке, так как операции в забое ствола по отцепке и прицепке бадьи занимают меньше времени. Продолжительность паузы 90—120 сек.

Средняя скорость подъема

$$v_{\text{ср}} = \frac{H}{T_p}, \text{ м/сек.} \quad (224)$$

Ориентировочно максимальная скорость подъема

$$v_m = \alpha_c v_{\text{ср}}, \quad (225)$$

где α_c — множитель скорости — отношение максимальной скорости к средней ($1 < \alpha_c \leq 2$); обычно $\alpha_c = 1,15 \div 1,35$.

Так как, кроме указанного, окончательно принимаемая максимальная скорость подъемных сосудов должна соответствовать данным подъемной машины, то проектируемая фактическая продолжительность $T_{\text{п}}$ подъемной операции равна или меньше расчетной $T_{\text{р. п}}$, причем фактическая продолжительность движения подъемных сосудов $T < T_{\text{р}}$.

При транспортировании людей по вертикальным выработкам максимальная скорость клетей по ПБ при высоте подъема 50 м не должна превышать 5,6 м/сек, при 75 м — 6,9 м/сек, при 100 м — 8 м/сек, при 200 м — 10,5 м/сек, при 300 м — 11,5 м/сек и при 400 м и более — 12 м/сек.

§ 2. КИНЕМАТИКА ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ

Графическое изображение изменения скорости подъема в зависимости от времени называется диаграммой скорости подъема, или тахограммой.

Заданными для определения элементов диаграммы скорости являются: расчетная продолжительность движения подъемных сосудов $T_{\text{р}}$, сек; путь (высота) подъема H — расстояние от нижней до верхней приемной площадки, м; ускорение j_1 и замедление j_3 (при вертикальных шахтах для транспортирования груза не более 1 м/сек², при спуске-подъеме людей — не более 0,75 м/сек²).

Трехпериодная трапецеидальная диаграмма скорости (рис. 205) применяется при клетевом подъеме.

1. Максимальная скорость подъема. Имеем

$$H = h_1 + h_2 + h_3, \text{ м,} \quad (226)$$

где h_1 , h_2 и h_3 — путь, пройденный подъемными сосудами, соответственно за время ускоренного t_1 , равномерного t_2 и замедленного t_3 движения.

Заменяв путь максимальной расчетной скоростью $v_{p.м}$ и продолжительностью движения, имеем

$$H = \frac{v_{p.м} t_1}{2} + v_{p.м} t_2 + \frac{v_{p.м} t_3}{2} = v_{p.м} \frac{t_1 + 2t_2 + t_3}{2}.$$

Так как $T_p = t_1 + t_2 + t_3$, то

$$H = \frac{2T_p - \frac{v_{p.м}}{j_1} - \frac{v_{p.м}}{j_3}}{2} v_{p.м}.$$

Далее

$$v_{p.м}^2 \left(\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_3} \right) - 2T_p v_{p.м} + 2H = 0. \quad (227)$$

Обозначим

$$\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_3} = \frac{1}{j_m}, \quad (228)$$

где j_m — модуль ускорений,

$$j_m = \frac{j_1 j_3}{j_1 + j_3}, \text{ м/сек}^2, \quad (229)$$

тогда

$$v_{p.м}^2 - 2j_m T_p v_{p.м} + 2j_m H = 0,$$

откуда

$$v_{p.м} = j_m T_p - \sqrt{(j_m T_p)^2 - 2j_m H}, \text{ м/сек.} \quad (230)$$

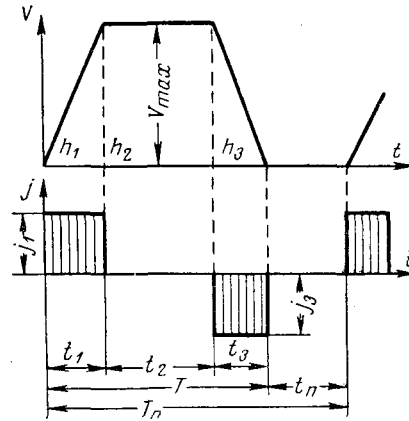


Рис. 205. Трехпериодная трапецидальная диаграмма скорости и диаграмма ускорений

В соответствии с данными подъемных машин выбирается фактическая скорость v_{max} подъемных сосудов, причем для обеспечения требуемой производительности необходимо, чтобы $v_{p.м} \leq v_{max}$.

2. Продолжительность и путь ускоренного движения

$$t_1 = \frac{v_{max}}{j_1}, \text{ сек;} \quad (231)$$

$$h_1 = \frac{v_{max} t_1}{2}, \text{ м.} \quad (232)$$

3. То же, замедленного движения

$$t_3 = \frac{v_{max}}{j_3}; \quad (233)$$

$$h_3 = \frac{v_{max} t_3}{2}. \quad (234)$$

4. Путь h_2 и продолжительность t_2 равномерного движения

$$h_2 = H - h_1 - h_3; \quad (235)$$

$$t_2 = \frac{h_2}{v_{\max}} \quad (236)$$

5. Продолжительность движения подъемных сосудов

$$T = t_1 + t_2 + t_3, \text{ сек.} \quad (237)$$

6. С другой стороны, если в формулу (237) подставить t_1 и t_3 из формул (231) и (233), а вместо t_2 — его значение из формул (236), то

$$T = \frac{H}{v_{\max}} + \frac{v_{\max}}{2} \left(\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_3} \right). \quad (238)$$

7. При правильном расчете величина T по формулам (237) и (238) одинакова.

Формула (238), так же как и приводимые ниже формулы (254) и (261), применяется не только для проверки, но и для нахождения в эксплуатируемых установках величины T , что связано с определением возможной пропускной способности подъемной установки.

Рис. 206. Пятипериодная трапецидальная диаграмма скорости и диаграмма ускорений

8. Так как $v_{p.м} \leq v_{\max}$, то $T_p \geq T$ и поэтому значение фактического коэффициента резерва производительности подъемной установки

$$C_{\phi} = C \frac{T_p + t_{п}}{T + t_{п}}. \quad (239)$$

Пятипериодная трапецидальная диаграмма скорости (рис. 206) применяется при подъеме в скипах с разгрузкой через дно.

Наличие первого и пятого периодов объясняется необходимостью иметь движение ролика затвора скипа по разгрузочным кривым с пониженным ускорением для уменьшения динамической нагрузки на разгрузочные кривые.

Скорость выхода порожнего скипа из разгрузочных кривых v' и скорость входа грузеного скипа в разгрузочные кривые v'' принимаются соответственно равными $v' = 1 \div 1,5$ м/сек и $v'' = 0,5 \div 1,2$ м/сек с таким расчетом, чтобы ускорение и замедление в разгрузочных кривых не превышало $0,3-0,5$ м/сек².

Определение элементов этой диаграммы скорости ведется по принципу расчета трехпериодной трапецидальной диаграммы, но с учетом наличия дополнительных периодов времени. В самом деле, мы можем иметь трапецидальную диаграмму с основанием T_0 . Площади треугольников abc и $a'b'c'$ представляют путь h_p рамы грузевого скипа (путь разгрузки) соответственно за время схода ролика порожнего скипа с разгрузочных кривых и за время хода его ролика по разгрузочным кривым.

1. Максимальная скорость подъема

$$v_{p.м} = j_m T_0 - \sqrt{(j_m T_0)^2 - 2j_m H_0}, \text{ м/сек}, \quad (240)$$

где j_m определяется по формуле (229);

$$T_0 = T_p - \frac{2h_p}{v'} - \frac{2h_p}{v''} + \frac{v'}{j_1} + \frac{v''}{j_3}, \text{ сек}; \quad (241)$$

$$H_0 = H - 2h_p + \frac{v'^2}{2j_1} + \frac{v''^2}{2j_3}, \text{ м}. \quad (242)$$

В соответствии с данными подъемных машин выбирается фактическая максимальная скорость v_{\max} , причем $v_{p.м} \leq v_{\max}$.

2. Ускорение j' и продолжительность t' движения ролика порожнего скипа по разгрузочным кривым

$$j' = \frac{v'^2}{2h_p}, \text{ м/сек}^2; \quad (243)$$

$$t' = \frac{v'}{j'}, \text{ сек}. \quad (244)$$

3. Замедление j'' и продолжительность t'' движения ролика грузевого скипа по разгрузочным кривым

$$j'' = \frac{v''^2}{2h_p}, \text{ м/сек}^2; \quad (245)$$

$$t'' = \frac{v''}{j''}, \text{ сек}. \quad (246)$$

4. Продолжительность t_1 и путь h_1 движения с ускорением j_1

$$t_1 = \frac{v_{\max} - v'}{j_1}, \text{ сек}; \quad (247)$$

$$h_1 = \frac{v_{\max} + v'}{2} t_1, \text{ м}. \quad (248)$$

5. То же, с замедлением j_3

$$t_3 = \frac{v_{\max} - v''}{j_3}, \text{ сек}; \quad (249)$$

$$h_3 = \frac{v_{\max} + v''}{2} t_3, \text{ м}. \quad (250)$$

6. Путь h_2 и продолжительность t_2 равномерного движения

$$h_2 = H - 2h_p - h_1 - h_3, \text{ м}; \quad (251)$$

$$t_2 = \frac{h_2}{v_{\max}}, \text{ сек.} \quad (252)$$

7. Продолжительность движения подъемных сосудов

$$T = t' + t_1 + t_2 + t_3 + t'', \text{ сек.} \quad (253)$$

8. С другой стороны, аналогично формуле (238)

$$T = \frac{H}{v_{\max}} + \frac{v_{\max}}{2} \left(\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_3} \right) + v' \left(\frac{1}{j'} - \frac{1}{j_1} \right) + v'' \left(\frac{1}{j''} - \frac{1}{j_3} \right). \quad (254)$$

Семипериодная трапецидальная диаграмма скорости (рис. 207) применяется при опрокидных сосудах. Наличие равномерного движения во время хода ролика подъемного сосуда по разгрузочным кривым и схода его с этих кривых объясняется желанием избежать ударного действия на кривые, так как при опрокидных сосудах имеет место движение по кривым значительных масс полезного груза и кузова сосуда. Значения ускорений и скоростей при этом те же, что и для пятипериодной диаграммы скорости с той только разницей, что скорость выхода порожнего сосуда из разгрузочных кривых может быть $v' = 2,5$ м/сек.

Такая же диаграмма применяется и при проходческой подъемной установке. В этом случае h_p — путь груженой и порожней бадей при их движении не по проводникам (от забоя ствола до предохранительного полка).

1. Максимальная скорость подъема, модуль ускорений и H_0 определяются соответственно по формулам (240), (229) и (242), причем

$$T_0 = T_p - t' - t_1 - t_1'' - t'' + \frac{v'}{j_1} + \frac{v''}{j_3}, \text{ сек}; \quad (255)$$

$$t' = \frac{v'}{j'}; \quad (256)$$

$$t_1' = \frac{h_p - \frac{v't'}{2}}{v'}; \quad (257)$$

$$t'' = \frac{v''}{j''}; \quad (258)$$

$$t_1'' = \frac{h_p - \frac{v'' t''}{2}}{v''}. \quad (259)$$

В соответствии с данными подъемных машин выбирается фактическая максимальная скорость v_{\max} , причем $v_{p.м} \ll v_{\max}$.

2. Величины t_1 и h_1 ; t_2 и h_2 ; t_3 и h_3 определяются по соответствующим формулам пятипериодной трапецидальной диаграммы скорости.

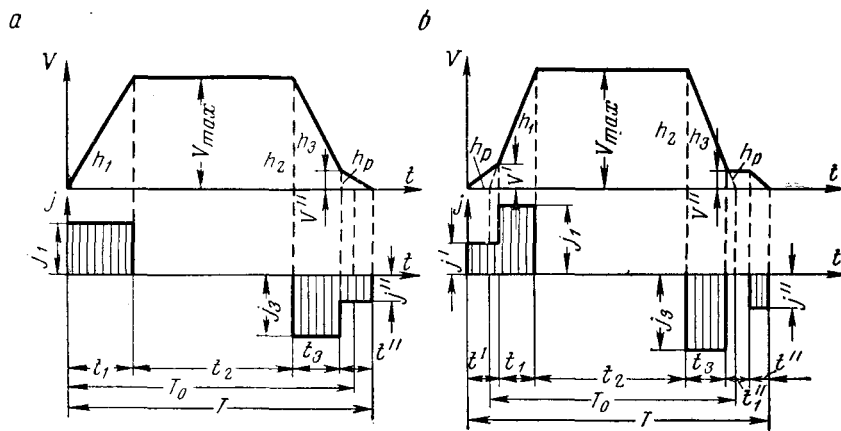


Рис. 208. Четырехпериодная (а) и шестипериодная (б) трапецидальные диаграммы скорости и диаграммы ускорений

3. Продолжительность движения подъемных сосудов

$$T = t'' + t_1' + t_1 + t_2 + t_3 + t_1'' + t'', \text{ сек.} \quad (260)$$

4. С другой стороны, аналогично формуле (238)

$$T = \frac{H_0}{v_{\max}} + \frac{v_{\max}}{2} \left(\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_3} \right) + v' \left(\frac{1}{2j'} - \frac{1}{j_1} \right) + v'' \left(\frac{1}{2j''} - \frac{1}{j_3} \right) + h_p \left(\frac{1}{v'} + \frac{1}{v''} \right), \quad (261)$$

причем H_0 предварительно находится по формуле (242).

Для уменьшения времени ускоренного движения и общей продолжительности подъемной операции при скипах с разгрузкой через дно может применяться четырехпериодная трапецидальная диаграмма скорости (рис. 208, а), а при опрокидных сосудах — шестипериодная диаграмма (рис. 208, б). Шестипериодная диаграмма применяется для опрокидных скипов при управлении установкой с периодом дотяжки t_1'' , когда $v'' = v_{\text{дот}} \leq 0,5$ м/сек.

При приводе постоянного тока благодаря хорошей и экономичной регулировке его кроме описанных диаграмм можно осуществить криволинейные диаграммы скорости для сглаживания в конце ускоренного движения пика мощности, характерного для прямолинейных диаграмм (см. § 3).

§ 3. ДИНАМИКА ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ

Применительно к подъемной системе

$$M_{вр} = M_{ст} + M_{дин}, \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (262)$$

где $M_{вр}$ — вращающий момент относительно оси вращения органов навивки, развиваемый двигателем;
 $M_{ст}$ и $M_{дин}$ — соответственно статический и динамический моменты подъемной системы относительно той же оси.

При подъемной системе с органами навивки постоянного радиуса

$$FR = F_{ст}R + M_{п}jR$$

или

$$F = F_{ст} + M_{п}j, \text{ кгс}, \quad (263)$$

где F — движущее усилие, создаваемое двигателем на окружности навивки каната;

R — радиус навивки каната, м;

$F_{ст}$ — статическое усилие подъемной системы на окружности навивки каната;

$M_{п}$ — масса всех движущихся частей подъемной системы, приведенная к окружности навивки каната, кг;

j — линейное ускорение каната, м/сек²;

$M_{п}j$ — динамическое усилие подъемной системы, приложенное к окружности навивки каната, кгс.

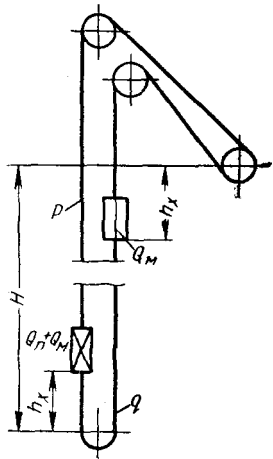


Рис. 209. Схема к динамическому уравнению систем с органами навивки постоянного радиуса

Таким образом, создаваемое двигателем на окружности навивки каната движущее усилие должно равняться сумме статического и динамического усилий подъемной системы, приложенных к той же окружности.

Рассматривая общий случай, когда подъемные сосуды прошли от приемных площадок путь h_x (рис. 209), полагая, что отрезок каната от верхней приемной площадки до оси копровых шкивов уравнивается струной каната, и имея в виду, что статическое усилие представляет собой разность статического натяжения каната поднимающейся и опускающейся ветвей,

$$\begin{aligned} F_{ст} &= F_{под} - F_{оп} = Q_{п} + Q_{м} + p(H - h_x) + qh_x - \\ &\quad - [Q_{м} + ph_x + q(H - h_x)]; \\ F_{ст} &= Q_{п} - (H - 2h_x)(q - p). \end{aligned} \quad (264)$$

Учитывая сопротивление воздуха при подъеме и спуске подъемных сосудов, трение в проводниках, трение в подшипниках копровых шкивов и барабанов и жесткость каната общим коэффициентом k , получаем основное динамическое уравнение акад. М. М. Федорова для подъемной системы с органами навивки постоянного радиуса

$$F = kQ_{\text{п}} - (H - 2h_{\text{x}})(q - p) + M_{\text{п}}j. \quad (265)$$

Сопротивления принимают при скиповом подъеме равными 15% от $Q_{\text{п}}$, при клетевом — 20% от $Q_{\text{п}}$, т. е. соответственно $k = 1,15$ и $k = 1,2$.

В состав движущейся системы подъемной установки входят и поступательно движущиеся части, имеющие линейное ускорение подъема, и части, участвующие во вращательном движении и имеющие линейные ускорения, отличающиеся от линейного ускорения подъема. Поэтому под массой $M_{\text{п}}$ понимается не истинная масса системы, а расчетная, так называемая приведенная масса к окружности, где имеет место линейное ускорение подъема, оказывающая такое же инерционное действие, как и фактически существующие движущиеся массы подъемной системы.

Поступательно движущиеся массы получают ускорение, равное линейному ускорению окружности навивки, и приведенная масса их, следовательно, тождественна истинной, поэтому приведению подлежат только массы вращающихся частей. К поступательно движущимся частям, массы которых по существу приведены, относятся полезные и мертвые веса, подъемный и подвесной канаты. К вращающимся частям подъемной системы, массы которых подлежат приведению, относятся копровые шкивы, органы навивки, ротор и зубчатые колеса редуктора.

Масса всех движущихся частей подъемной системы, приведенная к окружности навивки каната,

$$M_{\text{п}} = \frac{G'}{g}, \text{ кгс} \cdot \text{сек}^2/\text{м}, \quad (266)$$

где G' — полный вес движущихся частей подъемной системы, приведенный к окружности навивки,

$$G' = Q_{\text{п}} + 2Q_{\text{м}} + 2L_{\text{п.к}}p + L_{\text{у.к}}q + 2G'_{\text{к.ш}} + G'_0 + G'_p + G'_n, \text{ кгс}. \quad (267)$$

Длина подъемного каната

$$L_{\text{п.к}} = H' + h_{\text{к}} + \frac{\pi D_{\text{к.ш}}}{2} + L_{\text{с}} + n_{\text{в.т}} \pi D_{\text{б}} + l_{\text{н}}, \text{ м}. \quad (268)$$

При установке с ведущим шкивом трения вместо двух подъемных канатов имеется один длиной

$$L_{\text{п.к}} = H + 2h_{\text{в.к}} + 2 \frac{\pi D_{\text{к.ш}}}{2} + 2L_{\text{с}} + \frac{\pi D_{\text{ш.т}}}{2}, \quad (269)$$

где $h_{в.к}$ — расстояние от верхней приемной площадки до оси копрового шкива.

Длина уравновешивающего каната

$$L_{у.к} = H + 30, \text{ м}, \quad (270)$$

где 30 — длина каната на петлю в колодце ствола и закрепление каната к подъемным сосудам, м.

При определении приведенных весов пользуются заводскими данными из таблиц или эмпирическими формулами.

Приведенный вес копровых шкивов

$$G'_{к.ш} = 140 D_{к.ш}^2, \text{ кгс}, \quad (271)$$

где $D_{к.ш}$ — диаметр копрового шкива, м.

Приведенный вес цилиндрических барабанов: при установке с двумя барабанами

$$G'_6 = 2(150 + 150B) D_6^2, \text{ кгс}; \quad (272)$$

при установке с одним барабаном

$$G'_6 = (200 + 200B) D_6^2, \text{ кгс}, \quad (273)$$

где B и D_6 — соответственно ширина и диаметр барабана, м.

Приведенный вес ведущих шкивов трения

$$G'_{ш.т} = k_{ш.т} D_{ш.т}^2, \text{ кгс}, \quad (274)$$

где $k_{ш.т}$ — коэффициент, зависящий от конструкции шкива; для узких сварных и клепаных шкивов $k_{ш.т} = 90 \div 120$;

$D_{ш.т}$ — диаметр шкива трения, м.

Для определения приведенного веса ротора асинхронного двигателя (якоря двигателя постоянного тока) находят:

1) ориентировочную мощность подъемного двигателя для установок с двумя сосудами

$$N_{ор} = \frac{k Q_{пH}}{102T\eta_{п}} \rho, \text{ кВт}, \quad (275)$$

то же, для системы с противовесом

$$N_{ор} = \frac{(k-0,5) Q_{пH}}{102T\eta_{п}} \rho, \quad (276)$$

где ρ — коэффициент динамического режима установки, учитывающий динамическую нагрузку.

Значение ρ определяется по формуле

$$\rho = \alpha_c \sqrt{1 + 2 \left(1 - \frac{1}{\alpha_c}\right) \left(\delta + \frac{\alpha_c^2 C}{\alpha_c - 1}\right)^2}, \quad (277)$$

где α_c — множитель скорости;

δ — степень статической неуравновешенности подъемной системы;

а) с двумя подъемными сосудами

$$\delta = - \frac{(q-p) H}{kQ_{\Pi}} ; \quad (278)$$

б) с противовесом

$$\delta = - \frac{(q-p) H}{(k-0.5) Q_{\Pi}} ; \quad (279)$$

C — константа динамического режима системы:

а) с двумя подъемными сосудами

$$C = \frac{\mu H}{kT^2} ; \quad (280)$$

б) с противовесом

$$C = \frac{\mu H Q_{\Pi}}{(kQ_{\Pi} - Q_{\Pi P}) T^2} , \quad (281)$$

причем μ — коэффициент массивности.

Коэффициент μ имеет следующие значения: для двухклетевой установки с цилиндрическими барабанами $\mu = 2,3 + 0,3 H \cdot 10^{-3}$, то же для двухскиповой $\mu = 1,4 + 0,3 H \cdot 10^{-3}$; при многоканатных установках соответственно $\mu = 1,5 + 0,6 H \cdot 10^{-3}$ и $\mu = 0,9 + 0,1 H \cdot 10^{-3}$; для многоканатной одноклетевой системы с противовесом $\mu = 1,5 + H \cdot 10^{-3}$, то же для односкиповой $\mu = 1,1 + 0,6 H \cdot 10^{-3}$.

Значения ρ можно приближенно принимать: при установке с неопрокидными клетями $\rho = 1,5 \div 1,6$, то же, с опрокидными $\rho = 2,2 \div 2,6$; для установки с неопрокидными скипами $\rho = 1,3 \div 1,4$, то же с опрокидными $\rho = 1,4 \div 1,8$; для скиповых многоканатных установок $\rho = 1,2 \div 1,3$;

2) скорость вращения двигателя в минуту

$$n = \frac{60v_{\max}}{\pi D_6} i. \quad (282)$$

Величина n к моменту данного расчета должна быть известна из расчетов элементов кинематики;

3) по известным $N_{\text{ор}}$ и n по каталогам асинхронных двигателей или двигателей постоянного тока выбирают двигатель с подходящими мощностью и скоростью вращения и там же находят маховой момент GD^2 ротора (якоря);

4) вес ротора (якоря), приведенный к окружности навивки,

$$G_p' = \frac{(GD^2) i^2}{D_6^3} , \text{ кгс.} \quad (283)$$

Приведенный вес одинарной зубчатой передачи составляет в среднем 25 и 25—30% приведенного веса соответственно якоря подъемного двигателя постоянного тока и ротора асинхронного двигателя.

Следует заметить, что в характеристиках вращающихся частей установки (копровые шкивы, органы навивки, зубчатые колеса)

иногда указываются их маховые моменты GD^2 . В этом случае приведенные веса каждого из указанных элементов определяются по формуле

$$G' = \frac{GD^2}{D^2g}, \text{ кгс.} \quad (284)$$

Согласно уравнению (265) движущие усилия, развиваемые подъемным двигателем в различные моменты подъемной операции, будут различны.

Подъемная система без подвешенного каната ($q = 0$) согласно выражению (265) имеет основное динамическое уравнение

$$F = kQ_n + (H - 2h_x)p + M_n j. \quad (285)$$

Движущие усилия в характерных точках трехпериодной трапецеидальной диаграммы скорости:

в начале подъемной операции

$$F_1 = kQ_n + Hp + M_n j_1, \text{ кгс;}$$

в конце ускоренного движения

$$F_2 = kQ_n + (H - 2h_1)p + M_n j_1, \text{ кгс;}$$

в начале равномерного движения

$$F_3 = kQ_n + (H - 2h_1)p, \text{ кгс;}$$

в конце равномерного движения

$$F_4 = kQ_n + [H - 2(h_1 + h_2)]p, \text{ кгс;}$$

в начале замедленного движения

$$F_5 = kQ_n + [H - 2(h_1 + h_2)]p - M_n j_3, \text{ кгс;}$$

в конце подъемной операции

$$F_6 = kQ_n - Hp - M_n j_3, \text{ кгс.}$$

Откладывая по оси абсцисс в масштабе время от начала подъема, а по оси ординат соответствующие значения вычисленных усилий и соединяя полученные точки, строим диаграмму движущих усилий, т. е. нагрузочную диаграмму на двигатель (рис. 210, а). Здесь же показан график изменения статических усилий $F_{ст}$, построенный в соответствии с формулой (264) и с учетом коэффициента k .

Движущие усилия в период равномерно ускоренного и равномерно замедленного движения изменяются при подъемной системе без подвешенного каната по параболе, так как второе слагаемое движущего усилия [см. формулу (264)] зависит от величины $(h_x = \frac{jt^2}{2})$,

однако изображение изменения движущих усилий в эти периоды прямой линией практически является достаточно точным.

При асинхронном двигателе в период замедленного движения двигатель желательно отключать и работать тормозом, для чего в указанный период движущие усилия должны быть отрицательны. Это будет выполнено при условии, что

$$j_3 > \frac{F_{ср}}{M_{п}}, \quad (286)$$

при этом j_3 не должен выйти за пределы, указанные в § 1 данной главы.

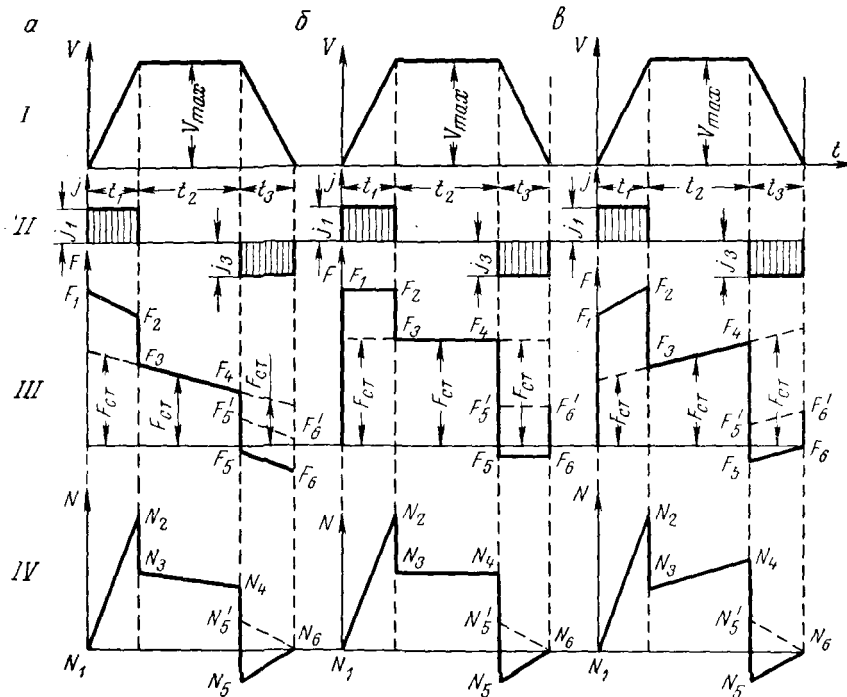


Рис. 210. Диаграммы:

I — скоростей; II — ускорений; III — движущих усилий на окружности навивки; IV — мощности на валу подъемного двигателя

При подъемной системе без подвесного каната в начале движения будет максимальное движущее усилие, которое затем уменьшается, становясь при известных условиях отрицательным (см. рис. 210, а). Это требует двигателя большой мощности для создания больших движущих усилий в начале подъемной операции и больших тормозных усилий в конце подъемной операции. Подъем с убывающими движущими усилиями невыгоден с точки зрения изменяющейся потребляемой энергии (за период одной подъемной операции) и точности управления, так как при известных глубинах шахт приходится иногда работать тормозом не только в период замедленного движения, но и в период равномерного.

Подъемная система с равновесным подвесным канатом согласно выражению (265) имеет основное динамическое уравнение

$$F = kQ_{\text{п}} + M_{\text{п}}j. \quad (287)$$

Здесь изменение длины отвеса подъемного каната не влияет на величину движущего усилия, так как подъемный канат уравновешивается подвесным.

Движущие усилия в характерных точках трехпериодной трапецидальной диаграммы скорости определяются по следующим формулам: в начале и конце ускоренного движения

$$F_1 = F_2 = kQ_{\text{п}} + M_{\text{п}}j_1, \text{ кгс};$$

в начале и конце равномерного движения

$$F_3 = F_4 = kQ_{\text{п}}, \text{ кгс};$$

в начале и конце замедленного движения

$$F_5 = F_6 = kQ_{\text{п}} - M_{\text{п}}j_3, \text{ кгс}.$$

Нагрузочная диаграмма на двигатель при этой системе показана на рис. 210, б. Здесь же показан график изменения статических усилий $F_{\text{ст}}$, построенный в соответствии с формулой (264) и с учетом коэффициента k .

При подъемной системе с равновесным подвесным канатом статические усилия будут постоянны за все время подъемной операции и равны $kQ_{\text{п}}$, т. е. подъемная система статически уравновешена.

При этой системе движущие усилия в течение всего периода замедленного движения могут быть равны нулю. Если положительные движущие усилия указывают на необходимость работать двигателем, а отрицательные — тормозом, то при движущих усилиях, равных нулю, не будет иметь места ни работа двигателем, ни работа тормозом. При этом движение сосудов в третьем периоде диаграммы скорости будет происходить за счет сил инерции. Такая работа установки, называемая работой со свободным выбегом, может быть достигнута при замедлении

$$j_3 = \frac{kQ_{\text{п}}}{M_{\text{п}}}. \quad (288)$$

В связи с возможной неодинаковой загрузкой подъемного сосуда он может остановиться ниже или выше приемной площадки, что увеличивает продолжительность подъемной операции, поэтому работа со свободным выбегом практически не применяется.

При подъемной системе с тяжелым подвесным канатом $[(q - p) > 0]$ движущие усилия в характерных точках диаграммы скорости определяются аналогично определению усилий при системе без подвесного каната (рис. 210, в).

Необходимо заметить, что в системе с опрокидными сосудами в начале подъемной операции кузов опускающегося сосуда опи-

рается на разгрузочные кривые и лишь частично нагружает канат, т. е. в этот момент нарушается уравновешивание мертвых весов. Поэтому усилие в начале подъемной операции

$$F_n = kQ_n + k_y Q_m + (p - q)H + M_n j'', \text{ кгс}, \quad (289)$$

где $k_y = 0,35$ — коэффициент, учитывающий нарушение уравновешивания.

Аналогично в конце подъемной операции

$$F_k = (k - 1)Q_n - k_y Q_m - (p - q)H - M_n j'', \text{ кгс}. \quad (290)$$

Изменение движущих усилий при движении ролика подъемного сосуда по разгрузочным кривым довольно сложно, так как будет меняться степень нарушения уравновешивания мертвых весов (коэффициент k_y). Для простоты принимают, что усилия в этот период изменяются по закону прямой линии.

Мощность на валу подъемного двигателя в любой момент подъемной операции

$$N_x = \frac{F_x v_x}{102 \eta_n}, \text{ квт}, \quad (291)$$

где η_n — к. п. д. зубчатой передачи (редуктора).

При отрицательных значениях усилий η_n должен быть перенесен из знаменателя в числитель.

По формуле (291) определяются мощности в характерных точках диаграммы скорости.

На рис. 210 приведены диаграммы мощностей на валу подъемного двигателя. Пунктиром показано изменение мощности в третий период диаграммы скорости при положительных усилиях. Максимальная мощность (пик мощности) будет к концу первого периода диаграммы скорости, что обуславливается максимальным движущим усилием в это время и максимальной скоростью.

Выравнивание пика мощности при малых электрических станциях имеет большое значение, так как пик мощности может быть допущен не более 10—15% мощности электрической станции, питающей подъемную установку. Выравнивание пика мощности может быть

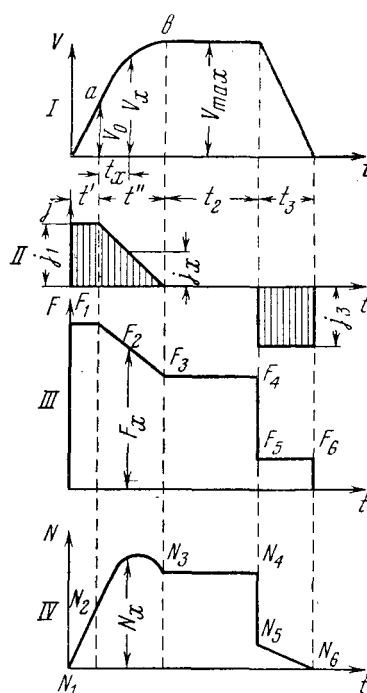


Рис. 211. Диаграммы при выравнивании пика мощности: I — скорости; II — ускорений; III — движущих усилий на окружности навивки; IV — мощности на валу подъемного двигателя

достигнуто применением соответствующих диаграмм скорости, выполняемых с помощью двигателей постоянного тока.

При диаграмме скорости с параболической вставкой $a - b$ в участок ускоренного движения движущие усилия во второй период ускоренного движения будут изменяться по нисходящей прямой (рис. 211), так как характер их изменения аналогичен изменению ускорения, которое при этих диаграммах сначала постоянно, а затем изменяется по закону прямой линии от j_1 до 0. Следовательно, здесь нет скачкообразного изменения движущих усилий от F_2 до F_3 , как при трапециoidalной диаграмме скорости, что и обуславливает выравнивание пика мощности.

§ 4. ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ С ПРОТИВОВЕСОМ И СИСТЕМЫ СО ШКИВОМ ТРЕНИЯ

Подъемные установки с противовесом применяются тогда, когда в стволе не могут быть размещены четыре подъемных сосуда, что бывает при расположении двух подъемных установок в одном стволе. Одна из этих установок устраивается одноклетевой (или односкиповой) с противовесом.

Установки с противовесом в последнее время широко применяются при многоканатных системах. Как показывает практика, две односкиповые установки с противовесом выгоднее одной двухскиповой установки, так как при двух односкиповых обеспечивается независимость работы с нескольких горизонтов, большая производительность, устраняется влияние вытяжки каната и повышается надежность работы.

Противовес, так же как и подъемный сосуд, с помощью своего каната перемещается в стволе и необходим для уравнивания мертвого веса подъемного сосуда и части полезного груза.

Согласно ПБ подъемный канат противовеса должен быть одинаковым с подъемным канатом клетки и в отношении надзора и испытания к нему должны предъявляться те же требования, что и к канату клетки. Вес противовеса $Q_{пр}$ для установок, предназначенных исключительно для подъема и спуска людей, должен быть равен весу клетки плюс половинный вес максимального числа людей, помещающихся в клетки, а для грузо-людских установок — не менее веса клетки плюс половина веса максимального расчетного груза, поднимаемого в данной клетке.

Количество людей в клетке определяется в соответствии с требованием ПБ, чтобы на 1 м^2 площади пола клетки находилось не более 5 человек. Вес одного человека примерно равен 80 кгс.

Особенность кинематики скиповой подъемной системы с противовесом заключается в том, что закон ее движения определяется не требованием к кинематике противовеса, а требованием к кинематике скипа так как противовес не входит в разгрузочные кривые и не выходит из них. Поэтому закон движения для поднимающегося скипа

изобразится диаграммой, показанной на рис. 208, а, а опускающегося — ее зеркальным отображением.

Основное динамическое уравнение подъемной системы с противовесом

$$F = kQ_{\text{п}} + Q_{\text{м}} - Q_{\text{пр}} - (H - 2h_{\text{x}})(q - p) + M_{\text{п}}j, \text{ кгс.} \quad (292)$$

При опрокидных сосудах и неопрокидных скипах в начале и конце подъемной операции необходимо учесть нарушение уравновешивания мертвых весов [см. формулы (289) и (290)].

Для определения $M_{\text{п}}$ — массы движущихся частей подъемной установки, приведенной к окружности навивки каната, предварительно находят приведенный вес движущихся частей подъемной системы. При этом используется формула (267), но вместо $2Q_{\text{м}}$ ставится $Q_{\text{м}} + Q_{\text{пр}}$.

По уравнению (292) определяют движущие усилия, а по выражению (291) — мощности в характерных точках диаграммы скорости.

В подъемной установке со шкивом трения и в многоканатных установках должно быть соблюдено условие нескольжения каната по ведущему шкиву

$$\frac{F_{\text{наб}}}{F_{\text{сб}}} \leq e^{f\alpha}, \quad (293)$$

где $F_{\text{наб}}$ — наибольшее возможное натяжение набегающей на ведущий шкив трения ветви каната;

$F_{\text{сб}}$ — натяжение сбегающей с ведущего шкива трения ветви каната;

$e \approx 2,72$ — основание натурального логарифма;

f — коэффициент трения между канатом и футеровкой ведущего шкива, $f = 0,2$;

α — угол обхвата ведущего шкива канатом, рад.

При подъемной системе с равновесным подвесным канатом натяжение набегающей на ведущий шкив ветви каната в период ускоренного движения

$$F_{\text{наб}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{м}} + pH + \frac{k-1}{2} Q_{\text{п}} + \frac{Q_{\text{п}} + Q_{\text{м}} + pH + G_{\text{к. ш}}' + pL_{\text{в. ш}}}{g} j_{1 \text{ max}}, \text{ кгс.} \quad (294)$$

То же, сбегающей ветви каната

$$F_{\text{сб}} = Q_{\text{м}} + pH - \frac{k-1}{2} Q_{\text{п}} - \frac{Q_{\text{м}} + pH + G_{\text{к. ш}}' + pL_{\text{в. ш}}}{g} j_{1 \text{ max}}, \quad (295)$$

где $L_{\text{в. ш}}$ — длина подъемного каната от уровня верхней приемной площадки до точки соприкосновения его с ведущим шкивом трения;

$$L_{\text{в. ш}} = h_{\text{с}} + h_{\text{п}} + 0,75R_{\text{к. ш}} + \frac{\pi D_{\text{к. ш}}}{2} + L_{\text{с}}. \quad (296)$$

Для упрощения обозначим:

$$G_1 = Q_m + pH; \quad (297)$$

$$G_2 = Q_n + Q_m + pH. \quad (298)$$

Подставив значения $F_{наб}$ и $F_{сб}$ в выражение (293), получим

$$j_{1 \max} = \frac{e^{f\alpha} \left(G_1 - \frac{k-1}{2} Q_n \right) - \left(G_2 + \frac{k-1}{2} Q_n \right)}{e^{f\alpha} (G_1 + G'_{к. ш} + pL_{в. ш}) + G_2 + G'_{к. ш} + pL_{в. ш}} g, \text{ м/сек}^2. \quad (299)$$

Окончательно устанавливаемое ускорение j_1 должно быть меньше максимального $j_{1 \max}$. Отношение $j_{1 \max}$ к j_1 называется коэффициентом безопасности против скольжения в период ускорения. Так как этот коэффициент принимается равным 1,4—1,25, то $j_1 = (0,7 \div 0,8) j_{1 \max}$.

Аналогично определяется допустимое замедление $j_{3 \max}$, которое будет наименьшим при спуске груза

$$j_{3 \max} = \frac{e^{f\alpha} \left(G_1 + \frac{k-1}{2} Q_n \right) - \left(G_2 - \frac{k-1}{2} Q_n \right)}{e^{f\alpha} (G_1 + G'_{к. ш} + pL_{в. ш}) + G_2 + G'_{к. ш} + pL_{в. ш}} g, \text{ м/сек}^2. \quad (300)$$

Окончательно $j_3 = (0,7 \div 0,8) j_{3 \max}$.

При определении j_1 и j_3 для системы с тяжелым подвесным канатом в формулы (299) и (300) подставляется значение $G_1 = Q_m + qH$.

Г л а в а IV

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ С ОРГАНАМИ НАВИВКИ ПЕРЕМЕННОГО РАДИУСА

§ 1. КИНЕМАТИКА ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ

На рис. 212 показана диаграмма изменения угловой скорости ω и углового ускорения ε вращения органа навивки при клетевом подъеме в функции времени t , отсчитываемого от начала подъемной операции. Органы навивки вращаются с угловым ускорением ε_1 , затем равномерно с максимальной угловой скоростью ω_{\max} и, наконец, с угловым замедлением ε_3 .

Угловая скорость ω выражается в радианах в секунду (1/сек), причем один радиан равен $180/\pi$.

Между скоростью вращения n_6 органа навивки и угловой скоростью ω существует зависимость

$$\omega = \frac{\pi n_6}{30}. \quad (301)$$

Угловое ускорение (замедление) ε зависит от ω и продолжительности t ускоренного (замедленного) вращения

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} \text{ [рад/сек}^2 \text{ или } 1/\text{сек}^2\text{]}. \quad (302)$$

Вся площадь диаграммы угловой скорости представляет собой угол Φ поворота органа навивки за время одной подъемной операции.

Отдельные элементы всей площади диаграммы угловой скорости являются углами поворота органа навивки в различные периоды вращения:

за время t_1 равномерно ускоренного вращения

$$\Phi_1 = \frac{\omega_{р. м} t_1}{2}, \text{ рад}; \quad (303)$$

за время t_2 равномерного вращения

$$\Phi_2 = \omega_{р. м} t_2; \quad (304)$$

за время t_3 равномерно замедленного вращения

$$\Phi_3 = \frac{\omega_{р. м} t_3}{2}. \quad (305)$$

Полный угол поворота за время T одной подъемной операции

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3, \text{ рад}. \quad (306)$$

Подставляя значения Φ_1 , Φ_2 и Φ_3 в выражение (306) и решая его аналогично выводу формулы (230), получим расчетную максимальную угловую скорость

$$\omega_{р. м} = \varepsilon_m T_p - \sqrt{(\varepsilon_m T_p)^2 - 2\varepsilon_m \Phi} \text{ 1/сек}. \quad (307)$$

где ε_m — модуль угловых ускорений,

$$\varepsilon_m = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_3}{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}, \text{ 1/сек}^2. \quad (308)$$

При определении $\omega_{р. м}$ заданными величинами являются T_p и Φ . Значениями ε_1 и ε_3 задаются из условия допустимых по ПБ значений линейных ускорения и замедления.

По данным машины принимается фактическая максимальная угловая скорость ω_{\max} , причем $\omega_{\max} \geq \omega_{р. м}$.

Продолжительности ускоренного и замедленного вращения органов навивки соответственно равны

$$t_1 = \frac{\omega_{\max}}{\varepsilon_1}, \text{ сек}; \quad (309)$$

$$t_3 = \frac{\omega_{\max}}{\varepsilon_3}, \text{ сек}. \quad (310)$$

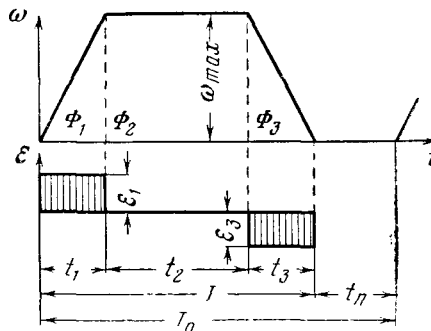


Рис. 212. Диаграмма угловой скорости и углового ускорения органа навивки

Углы Φ_1 и Φ_3 поворота органов навивки за указанное время определяются по формулам (303) и (305), причем в числителе этих выражений необходимо поставить ω_{\max} .

Угол поворота и продолжительность равномерного вращения органов навивки

$$\Phi_2 = \Phi - \Phi_1 - \Phi_3; \quad (314)$$

$$t_2 = \frac{\Phi_2}{\omega_{\max}}. \quad (312)$$

Пути, пройденные подъемным сосудом за период поворота органа навивки на определенный угол, получаются умножением углов поворота органов навивки на полусумму соответствующих начальному и конечному углам поворота радиусов навивки. Линейные скорости, линейные ускорения и пути будут различными для поднимающегося и опускающегося подъемных сосудов, так как радиусы навивки канатов поднимающейся и опускающейся ветвей переменны и отличаются друг от друга.

Для перевода угловой скорости ω и углового ускорения ε вращения органов навивки соответственно в линейную скорость v и линейное ускорение j движения подъемных сосудов имеем:

$$v = \omega R, \text{ м/сек}; \quad (313)$$

$$j = \varepsilon R, \text{ м/сек}^2, \quad (314)$$

где R — радиус навивки каната, соответствующий значению скорости ω или ускорению ε .

Точнее линейное ускорение равно $j = \varepsilon R + \frac{dR}{dt}$, но из-за малого значения величиной $\frac{dR}{dt}$ пренебрегаем.

Во время t равномерного вращения органа навивки с некоторой скоростью ω , но при увеличении радиуса навивки от R_n до R_k подъемный сосуд будет двигаться с ускорением, а при уменьшении радиуса навивки подъемный сосуд будет двигаться с замедлением, определяемым по формуле

$$j = \frac{\omega}{t} (R_k - R_n), \text{ м/сек}^2. \quad (315)$$

Рассчитав элементы диаграммы угловой скорости ω и углового ускорения ε вращения органов навивки и определив в ее характерных точках значения радиусов поднимающейся и опускающейся ветвей, по формулам (313)—(315) находят соответственно значения скоростей и ускорений поднимающегося и опускающегося подъемных сосудов, что дает возможность построить диаграммы линейных скоростей и ускорений за время одной подъемной операции. Характер этих диаграмм, таким образом, будет определяться указанными выше диаграммами ω и ε и законом изменения радиуса навивки каната.

Пути, пройденные подъемными сосудами, можно определить также, как величину соответствующих площадок диаграмм линейных скоростей.

§ 2. ДИНАМИКА ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ

Вращающий момент относительно оси вращения органов навивки, который должен развить подъемный двигатель, складывается из статического и динамического моментов подъемной системы, взятых относительно той же оси, и определяется по формуле (262).

Статический момент подъемной системы представляет собой разность статических моментов поднимающейся и опускающейся ветвей каната (рис. 213)

$$M_{ст} = M_{ст. п} - M_{ст. о} = \left[Q_{п} + Q_{м} + \frac{k-1}{2} Q_{п} + (H - h_{хп}) p \right] R_{п} - \left[Q_{м} - \frac{k-1}{2} Q_{п} + h_{хо} p \right] R_{о}, \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (316)$$

где $\frac{k-1}{2}$ — сопротивление движению одного подъемного сосуда и его ветви каната, кгс;

$h_{хп}$ и $h_{хо}$ — путь, пройденный соответственно поднимающимся и опускающимся подъемным сосудом от начала подъемной операции, м;

$R_{п}$ и $R_{о}$ — радиусы навивки соответственно поднимающейся и опускающейся ветви каната, м.

Динамический момент подъемной системы удобнее разбить на динамический момент вращающихся частей $M_{д.вр}$, который зависит только от углового ускорения ϵ , и динамический момент поступательно движущихся частей $M_{д.пс}$, зависящий от линейного ускорения j каждой из ветвей,

$$M_{д.вр} = (J_{п.к} + J_{о.к} + J_{н} + J_{п} + J_{р}) \epsilon; \quad (317)$$

$$M_{д.пс} = M_{д.п} + M_{д.о}, \quad (318)$$

где $J_{п.к}$, $J_{о.к}$ и $J_{н}$ — моменты инерции находящихся на органах навивки витков каната соответственно поднимающихся и опускающихся ветвей и самого органа навивки, кгс·м·сек²;

$J_{п}$ и $J_{р}$ — моменты инерции зубчатых колес редуктора и ротора, приведенные к валу органов навивки, кгс·м·сек².

Динамический момент поднимающейся ветви каната

$$M_{д.п} = [Q_{п} + Q_{м} + p(H + h_{в.п} + L_c - h_{хп}) + G'_{к.ш}] \frac{j_{п}}{g} R_{п}, \quad (319)$$

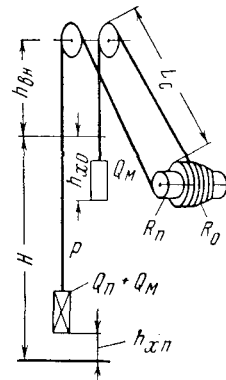


Рис. 213. Схема к динамическому уравнению систем с органами навивки переменного радиуса

где $h_{в.н}$ — расстояние от верхней приемной площадки до оси копро-
вого шкива;

L_c — длина струны каната, м;

j_n — линейное ускорение поднимающейся ветви каната, м/сек².

Динамический момент опускающейся ветви каната

$$M_{д.о} = [Q_m + p(h_{х.о} + h_{в.н} + L_c) + G'_{к.ш}] \frac{j_o}{g} R_o, \quad (320)$$

где j_o — линейное ускорение опускающейся ветви каната, м/сек².

Основное динамическое уравнение подъемной установки с орга-
нами навивки переменного радиуса

$$M_{вр} = M_{ст} + M_{д.вр} + M_{д.п} + M_{д.о}. \quad (321)$$

Момент инерции частей подъемной системы:

1) органов навивки в зависимости от конструкции принимается
по данным заводов;

2) витков каната определяется по формулам:

а) для каната, навитого на цилиндрическую часть органов на-
вивки,

$$J_{ц} = m_k h_{ц} R^2, \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2; \quad (322)$$

б) для каната, навитого на коническую часть органов навивки,
приближенно

$$J_k = m_k h_{кc} \frac{R_n^2 + R_k^2}{2}, \quad (323)$$

где $m_k = \frac{p}{g}$ — масса 1 м каната, кг;

$h_{ц}$ и $h_{кc}$ — длина каната, навитого соответственно на цилиндри-
ческую и коническую части органов навивки, м;

R — радиус навивки каната на цилиндрическую часть
барабана, м;

R_n и R_k — начальный и конечный радиусы навивки каната на
конической части органов навивки, м;

3) ротора

$$J_p = \frac{(GD^2) i^2}{4g}, \quad (324)$$

где GD^2 — маховой момент ротора двигателя, кгс·м²;

i — передаточное число передачи.

Ориентировочная мощность подъемного двигателя находится по
формуле (275). Значение коэффициента динамического режима ρ
принимается по данным, приведенным в гл. III § 3, или определяется
по формуле

$$\rho = \alpha \sqrt{\frac{2}{\alpha} - 1 + \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) \left(1 + \delta + \frac{\alpha^2 C}{\alpha - 1}\right)^2}, \quad (325)$$

причем определение δ и C см. в гл. III, § 3.

На основании формулы (321) определяется вращающий момент
подъемного двигателя в характерных точках диаграммы угловой ско-

рости и строится нагрузочная диаграмма на двигатель, т. е. диаграмма вращающего момента за время одной подъемной операции.

Мощность на валу подъемного двигателя в любой момент подъемной операции

$$N_x = \frac{M_{вр. x} \omega_x}{102 \eta_n}, \text{ кВт}, \quad (326)$$

где $M_{вр. x}$ — вращающий момент подъемного двигателя относительно оси вращения органов навивки и соответствующий угловой скорости ω_x ;

η_n — к. п. д. передачи; при отрицательном моменте η_n переносится из знаменателя в числитель формулы (326).

На основании формулы (326) определяется мощность на валу подъемного двигателя в характерных точках диаграммы угловой скорости и строится диаграмма мощности за время одной подъемной операции.

§ 3. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ С БИЦИЛИНДРОКОНИЧЕСКИМИ БАРАБАНАМИ

Диаграммы кинематики и динамики клетевой подъемной системы с бицилиндроконическими барабанами, построенные в соответствии с указаниями § 2, настоящей главы показаны на рис. 214.

Если при органах навивки постоянного радиуса и клетевом подъеме для нагрузочных диаграмм характерны три периода диаграммы скорости, то при установке с бицилиндроконическим барабаном для тех же условий их пять (см. рис. 214):

1) период ускоренного вращения барабана до максимальной угловой скорости ω_{max} с угловым ускорением ε_1 , когда поднимающаяся ветвь каната движется с линейным ускорением $j_{п1} = \varepsilon_1 R_{м.ц}$, а опускающаяся — с ускорением $j_{о1} = \varepsilon_1 R_{б.ц}$, где $R_{м.ц}$ и $R_{б.ц}$ — радиусы соответственно малого и большого цилиндров. В этот период все движущиеся элементы установки создают динамическую нагрузку на двигатель.

При асинхронном двигателе для уменьшения потерь в реостате этот период должен быть по возможности коротким, но в пределах, соответствующих допускаемой перегрузке двигателя;

2) период вращения барабана с ω_{max} , когда поднимающаяся ветвь каната, навиваясь на конус барабана, движется с ускорением

$$j_{п2} = \frac{\omega_{max}}{t_{кс}} (R_{б.ц} - R_{м.ц}), \quad (327)$$

где $t_{кс}$ — время навивки каната на конус.

При этом динамическая нагрузка создается только поднимающейся ветвью каната (подъемный сосуд, канат, копровый шкив), остальные же элементы установки движутся с равномерной скоростью;

3) период движения, когда барабан вращается с ω_{max} , поднимающаяся и опускающаяся ветви каната, соответственно навиваясь

и свиваясь с большого цилиндра, движутся с равномерной скоростью. Динамическая нагрузка на двигатель в этот период не создается; 4) период вращения барабана с ω_{\max} , когда поднимающаяся ветвь каната, навиваясь на большой цилиндр, продолжает двигаться

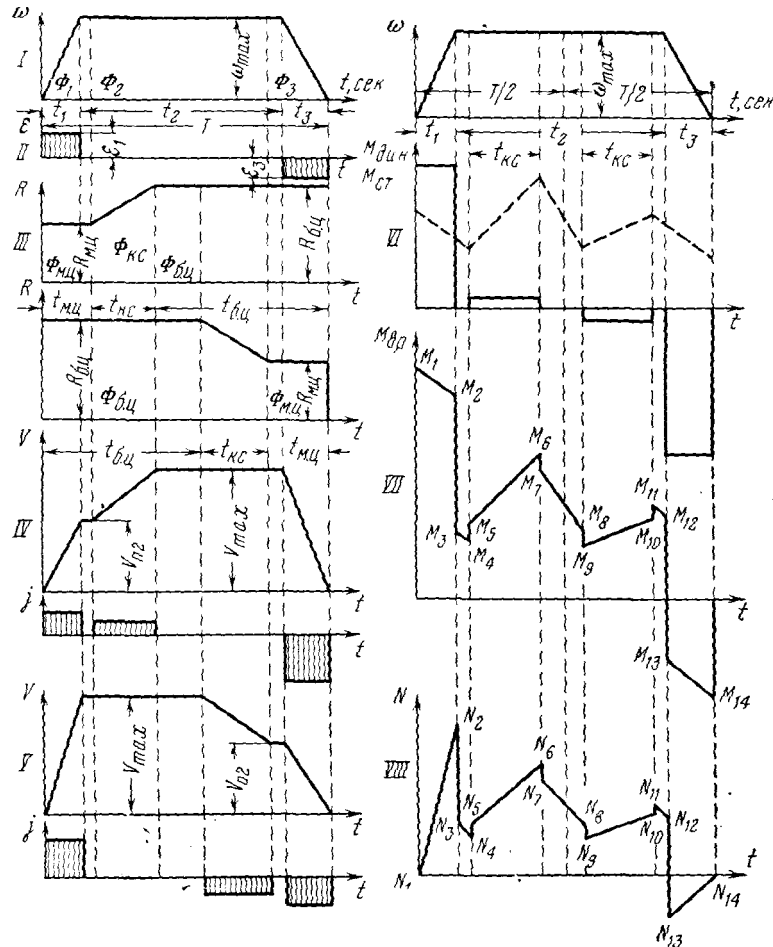


Рис. 214. Диаграммы к подъемной системе с бидлиндроконическими барабанами: I — угловой скорости; II — углового ускорения; III — изменения радиусов навивки поднимающейся и опускающейся ветвей каната; IV — скорости и ускорения поднимающейся ветви каната; V — скорости и ускорения опускающейся ветви каната; VI — статического и динамического моментов; VII — вращающих моментов; VIII — мощности на валу подъемного двигателя

с равномерной линейной скоростью, а опускающаяся ветвь, свиваясь с конуса, движется с замедлением

$$j_{02} = \frac{\omega_{\max}}{t_{\text{кв}}} (R_{\text{м.к}} - R_{\text{б.ц}}), \quad (328)$$

вследствие чего возникает дополнительное создаваемое опускающейся ветвью (подъемный сосуд, канат, копровый шкив);

5) период замедленного вращения барабана до полной остановки с угловым замедлением ε_3 , когда поднимающаяся ветвь каната движется с линейным замедлением $j_{пз} = \varepsilon_3 R_{б.ц.}$, а опускающаяся — с замедлением $j_{оз} = \varepsilon_3 R_{м.ц.}$. В этот период создается отрицательная динамическая нагрузка всеми движущимися элементами подъемной установки.

При подъеме в опрокидных сосудах грузеный и порожний сосуды должны двигаться по разгрузочным кривым с уменьшенным замедлением и ускорением и при ограниченных скоростях входа ролика сосуда в разгрузочные кривые и выхода из них (см. гл. III, § 2), т. е. необходимо применить семипериодную диаграмму угловой скорости органов навивки. Здесь должно быть учтено нарушение уравновешивания мертвых весов сосудов в начале и конце подъемной операции, когда кузов опрокидного сосуда опирается на разгрузочные кривые. В связи с этим статический момент в начале подъемной операции

$$M_{ст} = \left(Q_{п} + Q_{м} + \frac{k-1}{2} Q_{п} + pH \right) R_{м.ц.} - \left(k_p Q_{м} - \frac{k-1}{2} Q_{п} \right) R_{б.ц.}, \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (329)$$

где $k_p = 0,65$ — коэффициент, показывающий, какая часть мертвого веса сосуда, находящегося на разгрузочных кривых, действует на канаты в начале подъемной операции.

В конце подъемной операции

$$M_{ст} = \left(k_p Q_{м} + \frac{k-1}{2} Q_{п} \right) R_{б.ц.} - \left(Q_{м} - \frac{k-1}{2} Q_{п} + pH \right) R_{м.ц.} \quad (330)$$

Проф. Г. М. Еланчик показал, что при установках с билиндроконическими барабанами можно иметь полное статическое уравновешивание, при котором статический момент, независимо от положения подъемного сосуда, за всю продолжительность подъемной операции и при отсутствии полезного груза $Q_{п}$ равен нулю (аналогично подъемной системе с постоянным радиусом навивки и с равновесным подвесным канатом). Для этого необходимо соблюсти два условия:

1) определенное соотношение φ_6 между радиусом $R_{б.ц.}$ большого цилиндра и радиусом $R_{м.ц.}$ малого цилиндра барабана

$$\varphi_6 = \sqrt{\left(\frac{Q_{м}}{2p h_{м.ц.}} \right)^2 + \frac{Q_{м} + p(H - h_{м.ц.})}{p h_{м.ц.}}} - \frac{Q_{м}}{2p h_{м.ц.}}, \quad (331)$$

причем длина $h_{м.ц.}$ на секции малого цилиндра соответствует выбранному на основании изложенных ранее соображений (см. гл. I, § 7) числу витков $n_{м.ц.}$ каната на этой секции.

При определении размеров бицилиндроконического барабана $D_{м.ц}$ определяется в соответствии с требованиями ПБ;

2) сумма рабочих витков каната на малом цилиндре $n_{м.ц}$ и конусе $n_{к.с}$ должна равняться числу витков на большом цилиндре $n_{б.ц}$ и в связи с этим

$$h_{к.с} = \frac{H - h_{м.ц}(1 + \varphi_6)}{1 + 2 \frac{\varphi_6}{1 + \varphi_6}}. \quad (332)$$

Г л а в а V

МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ, РАСХОД ЭНЕРГИИ, К. П. Д. УСТАНОВКИ И МАШИНЫ

Подъемный электрический двигатель должен работать с нагрузкой, при которой в течение продолжительного времени нагрев его деталей не превышает допустимых норм. Двигатель подъемной установки работает с переменным вращающим моментом и изменяющейся скоростью вращения, причем эти величины меняются периодически, через промежутки времени, равные полной продолжительности подъемной операции. Поэтому в различные периоды подъемной операции меняется количество выделяемой в обмотке двигателя теплоты.

Мощность подъемного двигателя определяется по эквивалентному вращающему моменту (или движущему усилию при органах навивки постоянного радиуса). Понятие об эквивалентном моменте (усилии) вытекает из понятия о средне квадратичном токе, т. е. эквивалентный момент (усилие) представляет собой постоянный по величине момент (усилие), действующий непрерывно и вызывающий такой же нагрев двигателя, как имеющие место фактические моменты (усилия).

При подъемных системах с органами навивки постоянного радиуса, статически уравновешенных, и трехпериодной трапецидальной диаграмме скорости (см. рис. 210, *б*) эквивалентное усилие

$$F_{э.кв} = \sqrt{\frac{F_1^2 t_1 + F_2^2 t_2 + F_3^2 t_3}{T'_n}}. \quad (333)$$

Знаменатель подкоренного выражения формулы (333) можно записать так:

$$T'_n = k_{у.д}(t_1 + t_3) + t_2 + k_n t_n, \quad (334)$$

где $k_{у.д}$ и k_n — коэффициенты, учитывающие ухудшение условий охлаждения во время соответственно ускоренного и замедленного движения, а также паузы; по данным акад. М. М. Федорова $k_{у.д} = 1$ и $k_n = 0,33$; ХЭМЗ принимает $k_{у.д} = 0,5$ и $k_n = 0,25$.

При подъемных системах с органами навивки постоянного радиуса без уравновешивающего и с тяжелым уравновешивающим канатом, когда на протяжении каждого периода времени подъемной операции

изменяются F_1 до F_2 , F_3 до F_4 и т. д., и при трехпериодной трапецидальной диаграмме скорости (см. рис. 210, *a* и *e*) эквивалентное усилие равно

$$F_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{(F_1^2 + F_1 F_2 + F_2^2) \frac{t_1}{3} + (F_3^2 + F_3 F_4 + F_4^2) \frac{t_2}{3} + (F_5^2 + F_5 F_6 + F_6^2) \frac{t_3}{3}}{T'_n}}. \quad (335)$$

При любых подъемных системах с органами навивки постоянного радиуса и любых диаграммах скорости

$$F_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum F^2 t}{T'_n}}. \quad (336)$$

То же, с органами навивки переменного радиуса

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum M^2 t}{T'_n}}. \quad (337)$$

Необходимо иметь в виду, что при определении $F_{\text{экв}}$ (или $M_{\text{экв}}$) при механическом торможении отрицательные усилия (моменты) в подкоренное выражение не вводятся, а при электрическом торможении — вводятся, так как в первом случае они не способствуют, а во втором способствуют нагреванию двигателя.

Отношение максимального движущего усилия при системе с постоянным радиусом навивки по нагрузочной диаграмме (или максимального вращающего момента) к $F_{\text{экв}}$ (или $M_{\text{экв}}$) называется коэффициентом перегруза при подъеме

$$k_{\text{под}} = \frac{F_{\text{max}}}{F_{\text{экв}}}. \quad (338)$$

При асинхронном двигателе $k_{\text{под}} \leq 1,6 \div 1,8$, при системе привода с двигателем постоянного тока $k_{\text{под}} \leq 1,8 \div 2$.

Кроме перегруза при подъеме имеет место перегруз от экстренных усилий (моментов), возникающих при маневрах и регулировке канатов.

При наличии кулаков максимальные усилия (моменты) могут быть в следующих случаях:

1) приподнимание верхней груженой клетки, когда нижняя стоит на кулаках,

$$F'_{\text{эк}} = Q_m + \left(1 + \frac{k-1}{2}\right) Q_n + (q-p) H, \text{ кгс}; \quad (339)$$

$$M'_{\text{эк}} = \left[Q_m + \left(1 + \frac{k-1}{2}\right) Q_n\right] R_k - p H R_n, \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (340)$$

где $\frac{k-1}{2}$ — коэффициент сопротивления движению одного подъемного сосуда и его ветви каната;

R_k и R_n — соответственно конечный и начальный радиусы навивки;
 2) при удлинении каната, когда нижняя клеть с порожними вагонетками поднимается, а верхняя стоит на кулаках,

$$F_{\text{эк}}'' = Q_m + \frac{k-1}{2} Q_n + pH; \quad (341)$$

$$M_{\text{эк}}'' = \left(Q_m + \frac{k-1}{2} Q_n + pH \right) R_n. \quad (342)$$

При отсутствии кулаков или наличии их только на верхней приемной площадке, а внизу — качающихся площадок и когда при подъеме нижняя порожняя клеть весом Q_c поднимается без вагонеток (при регулировке каната)

$$F_{\text{эк}} = Q_c + \frac{k-1}{2} Q_n + pH; \quad (343)$$

$$M_{\text{эк}} = \left(Q_c + \frac{k-1}{2} Q_n + pH \right) R_n. \quad (344)$$

Коэффициент перегруза от экстренных усилий (моментов)

$$k_э = \frac{F_{\text{эк, max}}}{F_{\text{экв}}}. \quad (345)$$

Величина $k_э$ допускается для асинхронного двигателя $k_э \leq 1,8 \div 2$ и для системы привода с двигателем постоянного тока $k_э \leq 2 \div 2,2$.

При системах с органами навивки переменного радиуса $k_{\text{под}}$ и $k_э$ определяется как отношение соответственно M_{max} и $M_{\text{эк, max}}$ к $M_{\text{экв}}$.

Значения $k_{\text{под}}$ и $k_э$ не должны превышать допустимых значений, причем для соблюдения этого может возникнуть необходимость в увеличении $F_{\text{экв}}$ (или $M_{\text{экв}}$). Увеличение должно быть не более 30% при асинхронном двигателе и не более 40% при системе привода с двигателем постоянного тока. В противном случае уменьшение $k_{\text{под}}$ и $k_э$ достигается не увеличением $F_{\text{экв}}$ (или $M_{\text{экв}}$), а уменьшением F_{max} (или M_{max}) и $F_{\text{эк, max}}$ (или $M_{\text{эк, max}}$). В связи с этим может возникнуть необходимость в уменьшении ускорения j_1 (или ε_1).

Определив $F_{\text{экв}}$ (или $M_{\text{экв}}$), удовлетворяющий условиям предельно допустимого нагревания двигателя током и допустимого перегруза при подъеме и от экстренных усилий, находим эквивалентную мощность подъемного двигателя:

при системах с органами навивки постоянного радиуса

$$N_{\text{экв}} = \frac{F_{\text{экв}} v_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{п}}}, \text{ кВт}; \quad (346)$$

то же, переменного радиуса

$$N_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}} \omega_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{п}}}, \text{ кВт}. \quad (347)$$

Строительная мощность подъемного двигателя устанавливается увеличением $N_{\text{экр}}$ до ближайшей каталожной мощности, причем ее рекомендуется брать на 10—15% больше эквивалентной.

Расход энергии

Асинхронный двигатель. При неизменяющихся в период пуска напряжении и $\cos \varphi$ потребляемая мощность будет зависеть от тока, который определяется вращающим моментом.

Мощность N_1 на валу подъемного двигателя в начале подъемной операции равна нулю, но в это же время потребляемая из сети и затрачиваемая в реостате мощность N'_1 при системе с органами навивки постоянного радиуса

$$N'_1 = \frac{F_1 v_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{п}}}, \quad (348)$$

то же, переменного радиуса

$$N'_1 = \frac{M_1 \omega_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{п}}}. \quad (349)$$

Мощность, затрачиваемая в реостате при положительных усилиях в конце подъемной операции, соответственно составляет

$$N'_6 = \frac{F_6 v_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{п}}}; \quad (350)$$

$$N'_6 = \frac{M_6 \omega_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{п}}}. \quad (351)$$

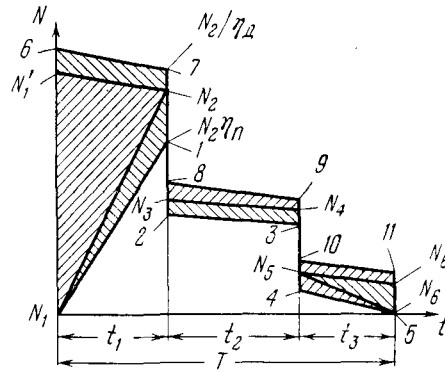


Рис. 215. Диаграмма расхода электроэнергии при асинхронном двигателе

Диаграмма расхода энергии асинхронным двигателем из сети для подъемной системы с постоянным радиусом навивки без уравновешивающего каната и при работе по трехпериодной трапецеидальной диаграмме скорости показана на рис. 215, где площадь $N_1-1-2-3-4-N_6$ — энергия, затрачиваемая на валу барабана, площади N_1-N_2-1 ; $2-N_3-N_4-3$ и $4-N_5-N_6$ — потери энергии в редукторе, площади $N_1-N_2-N'_1$ и $N_5-N'_6-N_6$ — потери в реостате в периоды ускоренного и замедленного движения, площади $N'_1-6-7-N_2$; $N_3-8-9-N_4$ и $N_5-10-11-N'_6$ — потери в подъемном двигателе. Расход энергии подъемной установкой на валу двигателя за одну подъемную операцию определяется как сумма расходов энергии в отдельные периоды движения

$$W = \frac{N'_1 + N_2}{2} t_1 + \frac{N_3 + N_4}{2} t_2 + \frac{N_5 + N'_6}{2} t_3, \text{ кВт} \cdot \text{сек.} \quad (352)$$

Аналогичным образом определяют расход энергии при любых диаграммах скорости.

Расход энергии на шинах электроподстанции на 1 т поднимаемого груза при одновременно поднимаемом грузе $Q_{\text{п}}$

$$W_{\text{т}} = \frac{k_{\text{м.т}} 1000W}{3600\eta_{\text{д}}\eta_{\text{с}}Q_{\text{п}}} = \frac{k_{\text{м.т}}W}{3,6\eta_{\text{д}}\eta_{\text{с}}Q_{\text{п}}}, \text{ квт} \cdot \text{ч}, \quad (353)$$

где $k_{\text{м.т}} \approx 1,03$ — коэффициент, учитывающий расход энергии во время маневров и при торможении;

$\eta_{\text{д}}$ — к. п. д. двигателя, в среднем равный 0,9;

$\eta_{\text{с}} = 0,95$ — к. п. д. сети.

Расход энергии на 1 т·км при высоте подъема H

$$W_{\text{т.км}} = \frac{1000W_{\text{т}}}{H}, \text{ квт} \cdot \text{ч}. \quad (354)$$

Годовой расход энергии на подъем полезного ископаемого и породы

$$W_{\text{год}} = aA_{\text{год}}W_{\text{т}}, \text{ квт} \cdot \text{ч}. \quad (355)$$

Система с двигателем постоянного тока и с двигатель-генераторной группой (система Г—Д). Потребляемый ток изменяется в соответствии с изменением вращающего момента (движущего усилия при системах постоянного радиуса навивки), а напряжение — в соответствии с изменением скорости, так как при этой системе привода регулирование скорости вращения двигателя производится изменением напряжения. В момент пуска при небольшой скорости напряжение невелико, поэтому и потребляемая двигателем мощность будет мала; она будет постепенно нарастать с увеличением напряжения и скорости вращения.

Диаграмма потребляемой мощности при системе привода с двигателем постоянного тока будет изображена диаграммой мощности на валу подъемного двигателя (см. рис. 244) с учетом потерь в двигатель-генераторной группе и в самом подъемном двигателе. Площадь диаграммы мощности на валу подъемного двигателя даст энергию W (квт·сек), потребляемую на его валу.

Энергия, потребляемая на шинах электроподстанции на 1 т поднимаемого груза,

$$W_{\text{т}} = \frac{k_{\text{м.т}} \cdot 1000W}{3,6\eta_{\text{д}}\eta_{\text{п.г}}\eta_{\text{д.г}}\eta_{\text{в}}\eta_{\text{с}}Q_{\text{п}}}, \text{ квт} \cdot \text{ч}, \quad (356)$$

где $\eta_{\text{д}} = 0,9$ — к. п. д. подъемного двигателя;

$\eta_{\text{п.г}} = 0,93 \div 0,94$ — к. п. д. пускового генератора;

$\eta_{\text{д.г}} = 0,9$ — к. п. д. двигателя двигатель-генераторной группы;

$\eta_{\text{в}} = 0,97$ — к. п. д. возбуждения (к. п. д. генератора возбуждения $\approx 0,85$).

Расход энергии на 1 т поднимаемого груза, на 1 т·км и за год определяется так же, как и при асинхронном двигателе.

Коэффициент полезного действия подъемной установки и машины.
Идеальная мощность для подъема груза в 1 т

$$N_{ид} = \frac{1000H}{102T}, \text{ квт.} \quad (357)$$

Идеальный расход энергии на одну подъемную операцию в течение T сек, т. е. на подъем 1 т груза

$$W_{ид} = N_{ид}T = \frac{1000H}{102T \cdot 3600} T = 0,00272H, \text{ квт} \cdot \text{ч.} \quad (358)$$

К. п. д. подъемной установки (без учета потерь в электрической сети)

$$\eta_y = \frac{W_{ид}}{W_{г\eta_c}}. \quad (359)$$

К. п. д. машины будет больше к. п. д. подъемной установки, так как здесь не учитывается сопротивление в стволе и направляющих шкивах

$$\eta_{маш} = k\eta_y, \quad (360)$$

где k — коэффициент, учитывающий вредные сопротивления в стволе, трение в подшипниках копровых шкивов и барабанов, жесткость каната.

Г л а в а VI

ДВИГАТЕЛИ, АППАРАТУРА УПРАВЛЕНИЯ И ЗАЩИТЫ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

§ 1. АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

На рис. 216 показана принципиальная схема коммутации подъемного асинхронного двигателя, на рис. 217 — диаграмма механических характеристик асинхронного двигателя (зависимость между вращающим моментом и скоростью вращения). Диаграмма состоит из четырех областей: работы двигателем, рекуперативного торможения (работы генератором), торможения противовключением (противотоком), работы с динамическим торможением.

При нагрузке на двигатель больше развиваемого им максимального момента рабочая точка переходит на неустойчивую ветвь характеристики, показанную пунктиром, и двигатель останавливается. На неустойчивой части характеристики работать нельзя.

При выключенном реостате (ротор замкнут накоротко) скорость асинхронного двигателя практически не зависит от нагрузки (жесткая характеристика в виде пологой кривой — естественная характеристика двигателя). При включении реостата скорость двигателя зависит от нагрузки (мягкие характеристики в виде крутых кривых).

Работа двигателя м. Предположим, что в период пуска двигатель должен развивать вращающий момент M_1 . При металлическом реостате вращающий момент будет колебаться в заранее выбранных пределах около $M_1'' < M_1 < M_1'$, причем разность предельных значений M_1' и M_1'' определит число ступеней реостата. В среднем положении рукоятки управления $ПУ$ (см. рис. 216) двигатель отключен от сети и в цепь ротора включено максимальное сопротивление.

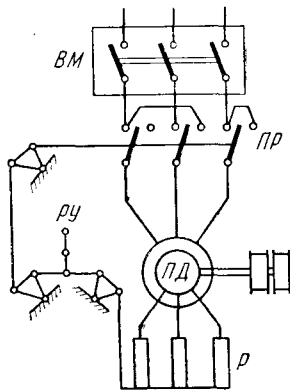


Рис. 216. Принципиальная схема включения асинхронного подъемного двигателя: ВМ — масляный выключатель; ПР — переключатель; ПУ — рукоятка управления; ЛД — подъемный асинхронный двигатель; Р — реостат в цепи ротора двигателя для регулирования скорости вращения

В начале подъемной операции машинист выводит рукоятку управления из среднего положения, передвигая его в определенном направлении, при этом в цепь ротора должно быть включено такое сопротивление, которое способствовало бы получению вращающего момента M_1' . Этим сопротивлением будет r_3 . Так как $M_1' > M_1$, то двигатель придет во вращение со скоростью n_1 , постепенно увеличивая скорость, причем вращающий момент будет падать по кривой механической характеристики. Это падение следует допустить до M_1'' при скорости вращения двигателя n_2 , после чего необходимо выключить часть сопротивления так, чтобы при этой же скорости вращающий момент поднялся с M_1'' до M_1' . Это достигается при сопротивлении r_4 .

В связи с изменением вращающего момента, развиваемого двигателем, ускорение j подъемной системы будет переменным и при органах навивки постоянного радиуса на основании выражения (263)

$$j = \frac{F - F_{ст}}{M_n} . \quad (361)$$

При преждевременном выключении ступени сопротивления вращающий момент становится больше M_1' и поэтому увеличивается ускорение. Изменяя скорость перемещения рукоятки управления, можно уменьшать или увеличивать продолжительность ускоренного движения. При быстром перемещении рукоятки можно получить недопустимо большое ускорение и, следовательно, перегрузку двигателя.

Если при достижении вращающего момента M_1'' не выключить часть сопротивления, т. е. не перейти на сопротивление r_4 , то он падал бы до тех пор, пока не сравнялся со статическим моментом сопротивления. Затем двигатель развивал бы такой вращающий момент, который следовал бы за всеми изменениями статического момента сопротивления. Это невыгодно из-за непроизводительной затраты энергии в реостате, тем большей, чем больше сопротивление и время работы при нем; подъемная операция не была бы произведена

в требуемое время, так как скорость вращения меньше при большем сопротивлении; скорость будет зависеть от нагрузки. Поэтому, когда с увеличением скорости вращения вращающий момент снова упадет

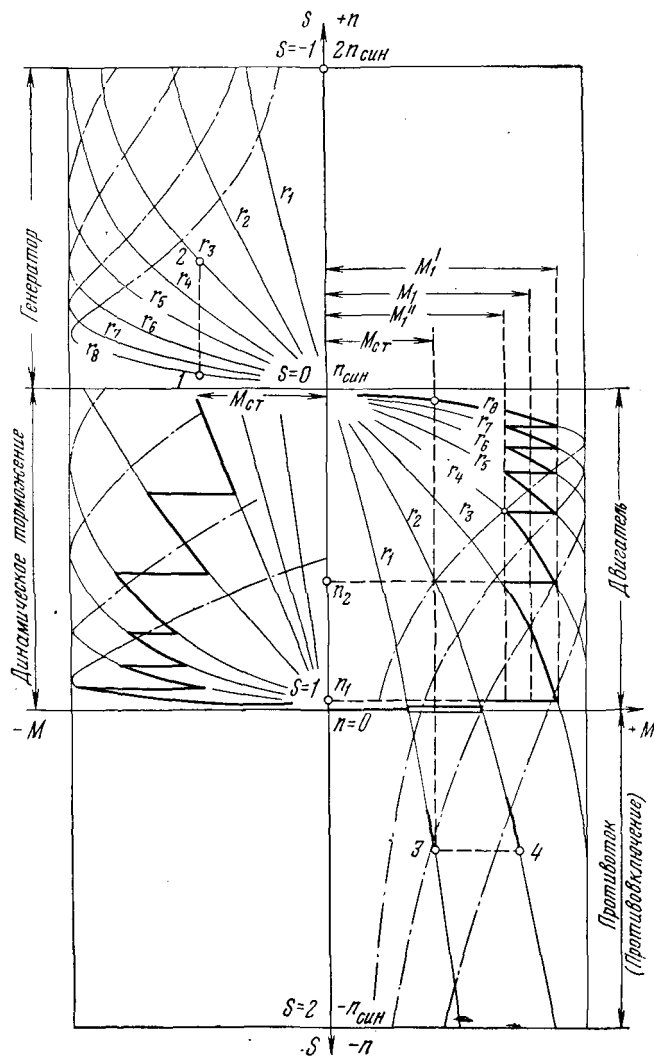


Рис. 217. Диаграмма механических характеристик асинхронного двигателя

до M_1'' , опять выводят часть сопротивления и работают при сопротивлении r_5 . Это проделывают до тех пор, пока все сопротивление ротора будет выведено из цепи ротора (двигатель работает на самой пологой — естественной характеристике).

После выключения всего сопротивления реостата вращающий момент двигателя падает до статического момента сопротивления и следует за всеми изменениями статического момента. При этом скорость практически почти не зависит от изменения момента сопротивления.

Диаграмма скорости в период ускоренного движения выполняется путем вывода в определенный момент времени из цепи ротора ступеней реостата. Машинист в этот период наблюдает за показанием амперметра (ток в цепи статора пропорционален вращающему моменту двигателя), стремясь удержать колебание тока в заданных пределах.

Управление двигателем в период ускоренного движения может быть автоматизировано. Ступени реостата выключаются с помощью реле времени, настроенных на определенную выдержку времени работы на соответствующей ступени реостата.

При равномерном движении с максимальной расчетной скоростью все ступени реостата выключены, чему соответствует естественная характеристика двигателя. Если при равномерном движении скорость меньше максимальной расчетной (реостат к концу периода ускоренного движения полностью не выключается), то для поддержания постоянной скорости при изменении статического момента (неуравновешенная система) приходится переходить на новую характеристику, которая обеспечила бы движение с заданной скоростью. Особые трудности в управлении возникают при малых нагрузках, когда для получения скоростей, меньших нормальной, приходится работать на характеристиках, при которых малейшее изменение статического момента вызывает значительные изменения скорости. В этом случае для получения устойчивой скорости необходимо механическим тормозом нагружать подъемный двигатель.

В период замедленного движения требуется особенно точное соблюдение заданного скоростного режима. Нарушение его ведет к преждевременной остановке, снижающей производительность установки, или к переподъему, в результате которого может произойти авария. В этот период движения приходится иметь дело или с небольшим положительным моментом (усилием), или с небольшим отрицательным. В первом случае точное соблюдение расчетного режима затруднительно, так как двигатель работает при включенном реостате, а нагрузка на него в процессе эксплуатации переменна.

Кроме того, если при подъеме нормального груза в период замедления имеют место положительные усилия (двигательный режим), то при меньшей нагрузке могут возникнуть отрицательные усилия, и для соблюдения того же скоростного режима необходимо применять торможение. Поэтому машинисту в зависимости от нагрузки приходится пользоваться то одним, то другим методом управления, что является серьезным недостатком. В период замедленного движения работают с применением механического торможения (отрицательные усилия системы), хотя и здесь будут трудности в управлении, связанные с переменной нагрузкой на машину.

При асинхронном двигателе применяют трапецеидальные диаграммы скорости.

Рекуперативное торможение основано на том, что асинхронный двигатель, ротор которого вращается со скоростью выше синхронной, становится генератором, отдающим ток в сеть. Если при двигательном режиме вращающий момент совпадал с направлением движения, то при генераторном режиме он направлен против движения, т. е. стал тормозящим моментом. Рекуперативное торможение можно применять в случае, когда опускающийся подъемный сосуд нагружен больше, чем поднимающийся, и при скорости выше синхронной, превышающей нормальную максимальную скорость подъема на 3—5%. В начале замедленного движения двигатель отключается от сети и машину останавливают механическим тормозом.

При работе асинхронного двигателя генератором (см. рис. 217) тормозной момент двигателя возрастает с увеличением скорости. Введение сопротивления реостата в цепь ротора вызывает чрезмерное увеличение скорости спуска груза, во избежание этого ротор при рекуперативном режиме замыкается накоротко.

Практически рекуперативное торможение осуществляется следующим образом. Машинист оттормаживает машину, которая под действием спускаемого груза приходит в движение. При этом рукоятка управления по мере возрастания скорости перемещается машинистом в направлении движения машины так, чтобы при достижении двигателем синхронной скорости ротор его был замкнут накоротко (крайнее положение рукоятки). После того как двигатель начнет работать со скоростью более синхронной, развиваемый им тормозной момент начнет увеличиваться, а ускорение опускаемого груза уменьшаться. Когда тормозное усилие F (или момент M) двигателя станет равным статическому усилию $F_{ст}$ (или моменту $M_{ст}$) движущейся подъемной системы, то в соответствии с формулой (263) ускорение j системы станет равным нулю и она будет двигаться с равномерной скоростью, определяемой ординатой точки 1 (см. рис. 217). Если бы в ротор двигателя было включено сопротивление, соответствующее, например, характеристике r_3 , то при том же тормозном моменте двигатель работал бы с чрезмерно большой скоростью, определяемой ординатой точки 2, что недопустимо. Поэтому во время генераторного режима ротор при синхронной скорости автоматически замыкается накоротко роторным короткозамыкателем.

Рекуперативное торможение по сравнению с механическим имеет преимущества, так как при нем не срабатываются тормозные колодки; тормозная сила, развиваемая двигателем, автоматически приспособляется к движущей силе опускающегося груза, что приводит к устойчивому значению скорости; энергия опускаемого груза превращается в электрическую и отдается в сеть.

Торможение противовключением (противотоком) осуществляется перемещением рукоятки управления в направлении, противоположном движению машины. При этом магнитное поле будет вращаться в направлении, противоположном вращению подъемного двигателя, поэтому возникает тормозящий по отношению к подъемной системе вращающий момент.

В область торможения противотоком попадают устойчивые части механических характеристик при большом сопротивлении ротора (см. рис. 217).

При торможении противотоком в момент пуска машины машинист ставит рукоятку управления в первое положение в направлении движения машины, которая начинает двигаться с ускорением j , зависящим от статического усилия $F_{ст}$ системы и усилия F двигателя,

$$j = \frac{F_{ст} + F}{M_{п}}. \quad (362)$$

После этого машинист переводит рукоятку через среднее положение в направлении, противоположное движению машины, в результате чего изменяется направление вращения магнитного поля статора и двигателем развивается тормозное усилие F , теперь

$$j = \frac{F_{ст} - F}{M_{п}}. \quad (363)$$

Если $F_{ст} > F$, то машина продолжает двигаться с ускорением (но уже с меньшим, чем в начале спуска). Скорость системы увеличивается и вместе с тем возрастает тормозящий момент двигателя. Когда F станет равным $F_{ст}$, то машина будет двигаться с равномерной скоростью, определяемой ординатой точки 3. Если $F_{ст} < F$, то машина будет двигаться замедленно, скорость ее будет уменьшаться до тех пор, пока F станет равным $F_{ст}$, и после этого наступает движение системы с равномерной скоростью.

При торможении противотоком можно остановить подъемную систему, если перевести рукоятку управления в направлении включения части сопротивления реостата (точка 4). В момент остановки машины надо включить механический тормоз, отключив при этом двигатель, так как в противном случае последний перейдет на двигательный режим и машина начнет двигаться в обратном направлении. Так как при противотоке только первые две-три ступени реостата обеспечивают устойчивые характеристики двигателя, то регулировка тормозного момента двигателя будет грубой.

В связи с затратой энергии в реостате, грубым регулированием тормозного момента, необходимостью особой внимательности машиниста при остановке машины торможение противотоком не получило широкого распространения.

Динамическое торможение осуществляется отключением статора от сети переменного тока и питанием его постоянным током при замкнутом накоротко или на пусковое сопротивление роторе. При этом в статоре образуется неподвижное в пространстве магнитное поле, которое индуцирует во вращающемся роторе переменный ток. Взаимодействие этого тока с магнитным полем статора создает тормозной момент, который можно регулировать изменением величины постоянного тока и сопротивления реостата в цепи ротора.

При соединении обмоток статора в звезду постоянным током питаются две фазы обмоток, а третья свободна.

Механические характеристики двигателя при этом торможении (см. рис. 217) по своей форме напоминают характеристики двигательного режима и отличаются от последних тем, что они начинаются в точке, соответствующей неподвижному ротору и величина опрокидывающего момента меняется при изменении постоянного тока в статоре, увеличиваясь при увеличении тока. Если в обмотке статора протекает постоянный ток, равный номинальному переменному току двигателя, то максимальный тормозной момент его будет приблизительно равен номинальному моменту двигателя. Для получения максимального тормозного момента, равного двукратному номинальному моменту двигателя, необходимо, чтобы величина постоянного тока была примерно в два раза больше номинального переменного тока в двигательном режиме. Величина тока в статоре, а следовательно, и тормозной момент ограничиваются допустимым нагревом обмотки.

Механические характеристики при режиме динамического торможения (см. рис. 217) имеют такие недостатки: 1) наличие неустойчивой части, на которой может происходить работа двигателя при внешнем моменте более максимального момента двигателя, а также при неправильном управлении во время замедления, когда машинист закорачивает ротор двигателя без выдержки времени; в последнем случае режим будет на неустойчивой ветви характеристики, где тормозной момент меньше требуемого, и поэтому вместо остановки двигателя скорость вращения его будет увеличиваться; 2) мягкость характеристик при работе на больших скоростях с большим сопротивлением в цепи ротора.

Для устранения этих недостатков необходимо обеспечить увеличение тока возбуждения статора при возрастании тока в его роторе т. е. компенсировать магнитный поток ротора. Это производится автоматически в функции скорости вращения ротора с помощью обратной связи статора с ротором при возрастании скорости вращения. Механические характеристики при наличии обратной связи получаются жесткими и поэтому при изменении нагрузки скорость двигателя изменяется в небольших пределах.

Динамическое торможение дает возможность получить любую устойчивую скорость в пределах от номинальной и примерно до 1 % номинальной, что весьма важно при спуске людей и грузов на пониженных скоростях.

Асинхронный двигатель применительно к подъемным установкам должен удовлетворять следующим требованиям: кратность максимального и номинального момента не менее 2,0—2,3; усиленная изоляция обмоток статора и особенно ротора в связи с возможностью работы в режиме торможения противотоком; прочность ротора должна обеспечить возможность увеличения нормальной скорости до 50 %.

На подъемах применяются асинхронные двигатели 6 кв серии АКН в изготовлении ХЭМЗ и серий ДАФ и ДАФЗ завода «Электросила».

Корпус статора двигателей АКН сварной из листовой стали. Сердечники статора и ротора состоят из штампованных сегментов электротехнической стали толщиной 0,5 мм, собранных в пакеты. Вал ротора вращается в двух подшипниках скольжения. Обмотка статора соединена в звезду и имеет шесть выводных концов, которые располагаются в коробке выводов, прикрепленной сбоку корпуса, или выходят в фундаментную яму.

Охлаждение двигателей АКН воздушное самовентиляцией, система вентиляции радиальная.

Конструкция двигателей ДАФ нормального исполнения аналогична конструкции двигателей АКН, причем более крупные тихоходные электродвигатели выполняются с разъемным статором для облегчения транспортирования. Подшипники и станины при этом монтируются на отдельных фундаментах. Вентиляция двусторонняя симметричная.

Электродвигатели ДАФЗ имеют закрытое исполнение с замкнутым или разомкнутым циклом вентиляции, с самовентиляцией или продуванием отдельным вентилятором, с подводом или отводом воздуха через фундаментную яму.

Применение асинхронного подъемного двигателя рекомендуется при мощности до 1000—1200 квт. Ограничение мощности асинхронного подъемного двигателя объясняется затруднениями в эксплуатации пускорегулирующей аппаратуры при мощности свыше 1200 квт. При мощности асинхронного привода до 2000—2200 квт применяется два двигателя с отдельной пускорегулирующей аппаратурой и работающие на общий вал машины.

§ 2. ПРИВОД С ДВИГАТЕЛЕМ ПОСТОЯННОГО ТОКА

Привод системы Г—Д (генератор-двигатель), как показано на рис. 218, состоит из подъемного двигателя постоянного тока ПД

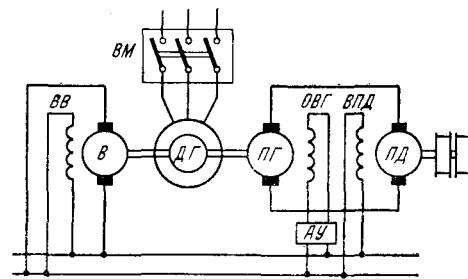


Рис. 218. Принципиальная схема системы Г—Д

с независимым возбуждением и двигатель-генераторной группы, в которую входят двигатель ДГ (асинхронный или синхронный), пусковой генератор ПГ с независимым возбуждением для питания двигателя ПД, возбудитель В, питающий обмотки возбуждения ВПД подъемного двигателя и ВВГ пускового генератора. Кроме того, на рис. 218 показаны: ВВ — обмотка возбуждения возбудителя В; АУ — аппарат управления, связанный с рукояткой управления для изменения скорости по величине и направлению; ВМ — масляный выключатель.

Двигатель-генераторная группа вращается как во время подъемных операций, так и во время пауз между ними.

Вращающий момент двигателя пропорционален магнитному потоку Φ_d и току I_a в якоре.

Скорость вращения подъемного двигателя

$$n = \frac{E_g}{C_d \Phi_d} - \frac{I_a R_a}{C_d \Phi_d}, \quad (364)$$

где E_g — э. д. с. генератора;

$I_a R_a$ — падение напряжения в цепи якорей;

R_a — сопротивление цепи якорей;

C_d — коэффициент, постоянный для данного двигателя.

Из возможных способов регулирования скорости вращения двигателя постоянного тока в системе Г—Д принят наиболее совершенный и экономичный, основанный на изменении э. д. с. генератора напряжения.

Управление подъемным двигателем производится рукояткой управления. С помощью реостата аппарата управления изменяется возбуждение пускового генератора, что вызывает изменение напряжения на зажимах подъемного двигателя. Благодаря этому происходит

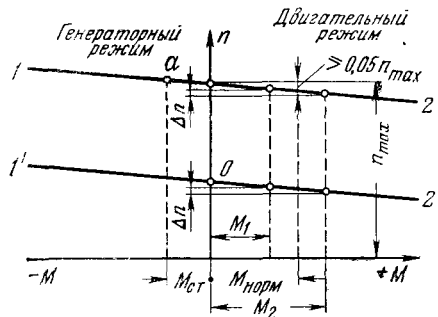


Рис. 219. Механические характеристики привода с двигателем постоянного тока

изменение скорости вращения подъемного двигателя пропорционально напряжению на его зажимах. Реверсирование подъемного двигателя достигается переключением обмотки возбуждения $ОВГ$ пускового генератора, вызывающим изменение его полярности.

Первый член правой части формулы (364) определяется положением рукоятки управления, так как величина E_g зависит от тока в цепи обмотки возбуждения $ОВГ$ пускового генератора. Второй член зависит от нагрузки машины, так как ток I_a пропорционален вращающему моменту.

Аппарат управления имеет малые габариты, так как он включен в цепь возбуждения пускового генератора, где протекает сравнительно небольшой ток.

В квадратичной схеме привода Г—Д аппарат управления включается в цепь обмотки возбуждения возбудителя, поэтому его размеры будут еще меньше. В этой схеме необходимо иметь отдельные возбудители для питания соответственно обмотки возбуждения пускового генератора и обмотки возбуждения подъемного двигателя.

Д в и г а т е л ь н ы й р е ж и м. Механическая характеристика подъемного двигателя при двигательном режиме и полностью выключенном сопротивлении аппарата управления изобразится прямой

линией 1—2 (рис. 219). Наклон этой линии зависит от второго члена правой части выражения (364), который при нормальной нагрузке обычно менее 5% первого члена. При перемещении рукоятки управления в сторону включения сопротивления в цепь обмотки возбуждения пускового генератора механические характеристики изобразятся параллельными линиями. Изменение вращающего момента двигателя от M_2 до M_1 при любом положении рукоятки управления вызывает одинаковое незначительное изменение скорости вращения на величину Δn (см. рис. 219). Механические характеристики получаются жесткими, изменение тока в цепи якорей почти не влияет на скорость вращения двигателя. Скорость вращения двигателя определяется только величиной тока в обмотке возбуждения пускового генератора, т. е. положением рукоятки управления, что упрощает управление машиной.

Двигатель описываемой системы характеризуется весьма тонкой регулировкой и поэтому он может осуществить и прямолинейные, и криволинейные диаграммы скорости.

Р е к у п е р а т и в н о е т о р м о ж е н и е. Под действием спускаемого груза скорость вращения двигателя увеличивается и возрастает э. д. с., индуцируемая в якоре подъемного двигателя. При определенной скорости э. д. с. двигателя E_d и э. д. с. генератора E_r станут равными и в цепи их якорей ток

$$I_{я} = \frac{E_r - E_d}{R_{я}} \quad (365)$$

станет равным нулю, а следовательно, и вращающий момент будет равен нулю (точка O на рис. 219). При дальнейшем увеличении скорости вращения двигателя E_d станет больше E_r , поэтому меняется направление тока в цепи якорей, направление же магнитного потока в обмотках возбуждения обеих машин осталось таким же, как и при двигательном режиме. Поэтому развиваемый двигателем момент направлен против вращения двигателя, т. е. стал тормозным моментом. Двигатель становится генератором, вращаемым опускающимся грузом, и отдает энергию пусковому генератору, который, став двигателем, развивает вращающий момент, совпадающий с направлением движения пускового генератора. Под действием этого момента асинхронный двигатель преобразовательной группы увеличивает свою скорость до тех пор, пока он, перейдя на генераторный режим, не разовьет тормозной момент, равный моменту пускового генератора. При синхронном двигателе преобразовательной группы скорость двигателя в генераторном режиме не меняется.

Механические характеристики двигателя при генераторном режиме получаются продолжением характеристики двигательного режима. При спуске груза установившаяся скорость получается такой, при которой тормозной момент подъемного двигателя равен вращающему моменту опускающегося груза (точка a на рис. 219). При этом приводе благодаря жесткости механических характеристик скорость вращения подъемного двигателя практически определяется положе-

нием рукоятки управления и не зависит от нагрузки. В зависимости от положения рукоятки управления можно получить требуемую скорость как при двигательном, так и при генераторном режиме, поэтому спуск груза при рекуперативном торможении можно производить с меньшей скоростью, чем максимальная скорость подъема.

Однако в этом приводе возможно нарушение пропорциональности между током возбуждения пускового генератора и скоростью подъемного двигателя, причинами которого являются реакция якоря в пусковом генераторе и в подъемном двигателе, омическое падение напряжения в якорях пускового генератора и подъемного двигателя, остаточный магнетизм пускового генератора. Для однозначной зависимости между положением рукоятки управления и скоростью подъема указанные причины должны быть устранены.

Реакция якоря устраняется применением дополнительных полюсов и компенсационной обмотки в пусковом генераторе и в подъемном двигателе.

Омическое падение напряжения устраняется сдвигом щеток относительно нейтрали. Для генератора при сдвиге щеток по направлению вращения получается ослабление основного магнитного потока, при сдвиге щеток против направления вращения — усиление. Для двигателя сдвиг щеток оказывает обратное действие.

Остаточный магнетизм наблюдается при установке рукоятки управления в среднее положение, когда обесточивается обмотка возбуждения *ОВГ* (см. рис. 218) пускового генератора. Благодаря остаточному магнетизму в обмотке якоря пускового генератора индуктируется некоторая э. д. с. и незаторможенная машина будет продолжать двигаться, а при включенном механическом тормозе в главной якорной цепи протекает ток, который по величине может достигнуть примерно половины нормального.

В установках с приводом описываемой системы для устранения остаточного магнетизма применяется самогасящее соединение. При установке рукоятки управления в среднее положение обмотка возбуждения *ОВГ* пускового генератора *ПГ*, отсоединенная от шин возбуждения, с помощью аппарата управления включается через плавкие предохранители на зажимы якоря пускового генератора (см. рис. 218), э. д. с. поля остаточного магнетизма посылает в обмотку возбуждения ток, магнитный поток которого гасит поле остаточного магнетизма. Если соединение выполнено неправильно и вместо гашения поля остаточного магнетизма происходит его усиление, то плавкие предохранители перегорают.

Мощность $N_{\text{экв}}$ подъемного двигателя постоянного тока, так же как и всякого подъемного электрического двигателя, определяется по эквивалентному моменту или усилию. Мощности пускового генератора и двигателя преобразовательной группы (учитывая, что они благодаря непрерывному вращению имеют лучшие условия охлаждения, чем подъемный двигатель) берутся равными мощности подъемного двигателя. Мощность возбудителя обычно равна $2,5\% N_{\text{экв}}$.

Для выполнения расчетной диаграммы скорости необходима связь рукоятки управления с ретардирующим устройством, действие которого зависит от пути, пройденного подъемным сосудом. Для этого от вала подъемной машины через валик 5 (рис. 220) приводится во вращение диск на указателе глубины, совершающий в течение одной подъемной операции неполный оборот. Каждому положению сосуда в стволе соответствует определенный угол поворота диска. На диске в двух параллельных плоскостях закреплены четыре профилированных в соответствии с расчетной диаграммой скорости прилива 1, 2, 3 и 4, по которым скользят ролики $P1$ и $P2$, связанные с рукояткой $ПУ$ аппарата управления $АУ$. Приливы 1 и 2 и ролик $P1$ соответствуют движению машины в одном направлении, а приливы 3 и 4 и ролик $P2$ — в противоположном направлении.

При выводе машинистом рукоятки управления в начале подъемной операции из среднего положения ролик $P1$ ложится на прилив 1,

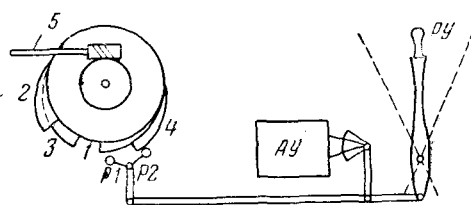


Рис. 220. Ретардирующее устройство

причем устанавливается определенный закон изменения скорости в соответствии с профилем прилива. Переместить рукоятку дальше и, следовательно, увеличить скорость подъема машинист может только тогда, когда диск повернется на определенный угол. Когда закончит-

ся период ускоренного движения и начнется равномерное движение, прилив 1 сойдет с ролика $P1$ и по этому ролику будет скользить обод диска. Положение рукоятки управления при этом будет неизменно, а скорость движения будет постоянной и равной v_{max} . В начале замедленного движения прилив 2 начнет отжимать ролик $P1$, что вызовет автоматическое перемещение рукоятки в среднее положение. В результате произойдет постепенное снижение скорости и остановка двигателя.

Пуск и остановка двигателя в противоположном направлении достигаются аналогичным образом, с той только разницей, что при этом будут работать приливы 3 и 4 и ролик $P2$.

Пуск машины в неправильном направлении при наличии ретардирующего устройства невозможен. Вмешательство машиниста в управление подъемной машиной может дать только уменьшение скорости против расчетной во все периоды диаграммы скорости.

Когда установка обслуживает несколько горизонтов, то при переставных органах навивки применяют двойное ретардирующее устройство, при котором приливы 1 и 2 для ускорения и замедления находятся на разных дисках, связанных один с валом барабана, а другой — с переставным барабаном. Благодаря этому при переходе на работу с одного горизонта на другой не нужна добавочная регулировка, так как перестановка барабанов вызывает относительное смещение дисков, что и обеспечит новую диаграмму скорости подъема с иной продолжительностью равномерного движения.

Привод системы Г—Д рекомендуется применять при мощности свыше 1200 квт.

Машины постоянного тока серии П, используемые для подъемов, изготавливаются для работы в качестве двигателей или генераторов. Станина двигателей стальная сварная разъемная по горизонтали. Сердечники главных и вспомогательных полюсов собраны из листов толщиной 1 мм. Машины выпускаются с самовентиляцией или с принудительной вентиляцией.

Кроме отдельных машин постоянного тока изготавливаются агрегаты (укомплектованные системы Г—Д).

Привод с управляемым ртутным выпрямителем отличается от системы Г—Д тем, что здесь вместо сравнительно сложной и дорогой вращающейся преобразовательной группы применяется более простой преобразователь. Для питания подъемного двигателя постоянного тока регулирование выпрямленного напряжения производится с помощью управляемой сетки, встроенной между анодом и катодом выпрямителя.

Привод системы Г—Д по сравнению с асинхронным двигателем имеет следующие преимущества: меньший бросок мощности при пуске, если применяются криволинейные диаграммы скорости; более экономичное регулирование скорости; возможность непосредственного соединения вала двигателя с валом органа навивки; однозначная зависимость между положением рукоятки управления и скоростью. Из всех этих преимуществ особенно ценным является последнее. Недостатки этого привода — большое число электрических машин и большая его стоимость.

§ 3. ПУЛЬТ УПРАВЛЕНИЯ, УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕВЕРСИРОВАНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ

Пульт управления (рис. 224) представляет собой металлическую конструкцию, на которой расположены рукоятка *РУ* управления подъемным двигателем и рукоятка *ТР* управления рабочим тормозом.

В среднем положении рукоятки *РУ* двигатель выключен; при перемещении рукоятки *РУ* на себя машина вращается в одном направлении, при перемещении от себя — в противоположном, причем обычно верхний подъемный канат движется в том же направлении, в каком отклоняется рукоятка *РУ* из среднего положения. При перемещении рукоятки *ТР* на себя происходит подтормаживание машины. В крайнем положении рукоятки *ТР* на себя машина застопорена, а от себя — полностью отторможена, промежуточное положение рукоятки *ТР* определяет промежуточное значение тормозного момента.

На некоторых пультах управления левее рукоятки *ТР* располагается рукоятка предохранительного тормоза, а правее рукоятки *РУ* — рукоятка управления механизмом перестановки барабана (в современных пультах управления эти рукоятки заменены кнопками). Рукоятка предохранительного тормоза имеет три фиксированных положения: на себя — тормоз включен, от себя — тормоз

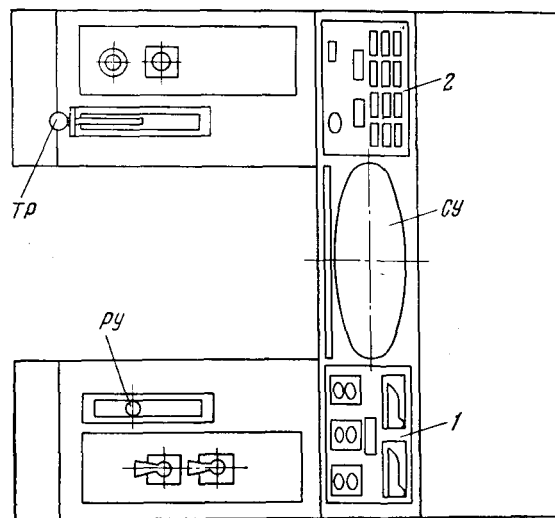
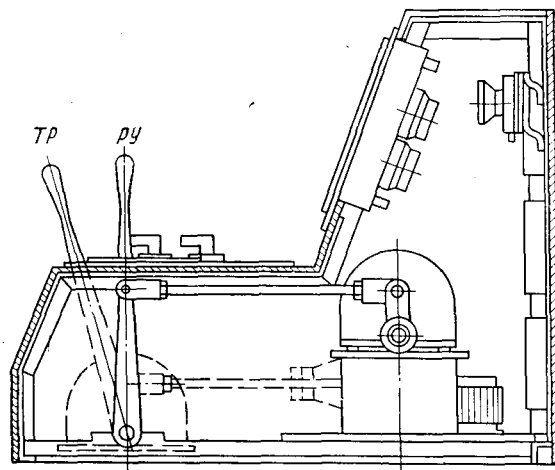


Рис. 221. Пульт управления

выключен, среднее положение — тормоз выключен и подготовлен к включению.

На наклонной части правой стороны пульта управления расположен блок 1 приборов управления машиной, а на левой стороне — блок 2 приборов сигнализации. На горизонтальных частях правой и левой стороны пульта расположены блоки кнопочных постов и переключателей. В центральной части пульта расположен сельсинный указатель глубины СУ.

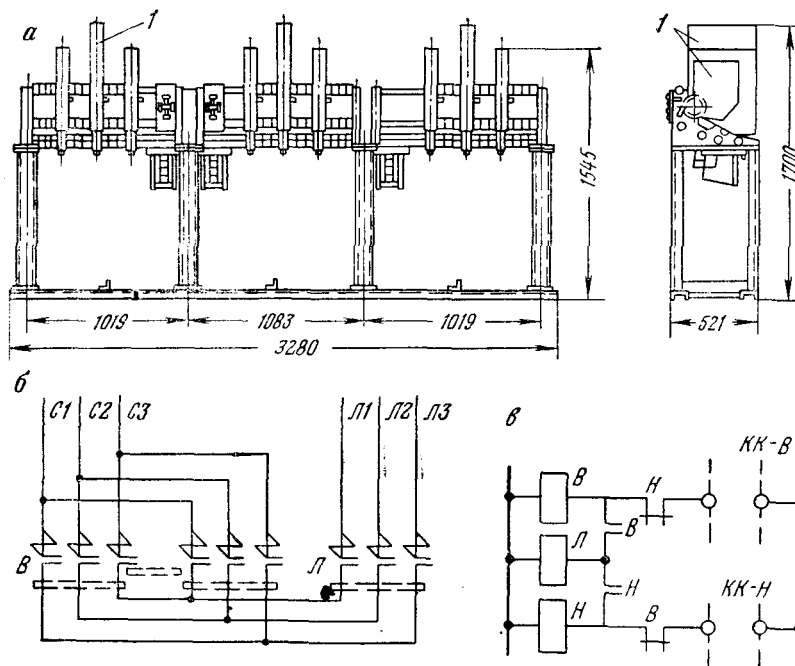


Рис. 222. Реверсор КТР:

а — общий вид; б — схема включения в сеть; в — цепь управления

В настоящее время изготавливаются два типа пульта управления ПММ (пульт малой машины) и ПШП (пульт шахтного подъема). ПММ предназначен для ручного управления малыми машинами, ПШП — для местного и дистанционного управления машинами всех типоразмеров. Пульт ПШП, выпускаемый в шести различных вариантах в зависимости от типа машины и двигателя, а также технологического назначения установки, может располагаться в здании подъемной машины или на приемных площадках, в связи с чем при дистанционном управлении отпадает необходимость в сигнализации, а значит сокращаются паузы между подъемными операциями.

Реверсоры (рис. 222) применяются с контакторным управлением. В дугогасительных камерах 1 реверсора КТР на напряжение 6 кв имеется два комплекта трехполюсных контакторов с катушками В и Н

для хода «Вперед» и «Назад» и линейный контактор L для дополнительного разрыва силовой цепи при отключении двигателя. Управление катушками B и H контакторов производится контактами $KK-B$ и $KK-H$ командоаппарата.

Для устранения опасности одновременного включения двух контакторов, что привело бы к короткому замыканию в реверсоре, реверсор снабжен блокировкой, выполненной в виде блок-контактов катушек H и B . Однако такая блокировка не исключает короткого замыкания в реверсоре при очень быстром (менее 0,5 сек) реверсировании: контактор включается, когда на другом, только что отключившемся, дуга еще не погасла. Для этого предусматривается «дуговая» блокировка в цепи катушек контакторов, осуществляемая реле времени (рис. 223). Контакт $PДБ$ реле времени включен в цепь катушек B и H реверсирующих контакторов, чем обеспечивается необходимая для гашения дуги выдержка времени.

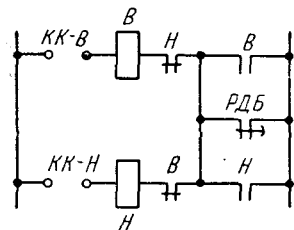


Рис. 223. Дуговая блокировка реверсора

Более совершенным являются применяемые в настоящее время малогабаритные реверсоры РВМ-150 и РВМ-400 на напряжение 6 кв для двигателей мощностью соответственно до 1200 и 4000 квт (рис. 224). Реверсор имеет три малогабаритных трехполюсных контактора с главными контактами, помещенными в металлическом шкафу. Два контактора 1 (B и H) необходимы для включения в сеть и реверсирования двигателя и один контактор 2

($ДТ$) — для включения постоянного тока при динамическом торможении или тока низкой частоты при автоматическом управлении. Главные контакты контакторов расположены в дугогасительных камерах $З$. В реверсорах РВМ применяются высоковольтные контакторы с многократными камерами гашения дуги и сильным магнитным дутьем. Хорошая коммутационная способность этих реверсоров позволила иметь всего один разрыв на фазу, т. е. отказаться от линейного контактора, имеющегося в реверсоре КТР.

Р е о с т а т ы, применяемые для регулирования скорости асинхронных двигателей, бывают металлические и жидкостные.

Металлические реостаты собираются из ящичков сопротивлений ЯС с чугунными элементами сопротивлений или КФ со спиралью фехральной ленты.

Управление контакторным реверсором и реостатом производится с помощью командоаппарата, связанного с рукояткой управления двигателем (см. рис. 216). В среднем положении этой рукоятки катушки контакторов обесточены, двигатель $ПД$ реверсором $ПР$ отключен от сети и в цепь ротора введено все сопротивление реостата R . При перемещении рукоятки в первое положение в направлении «Вперед» статорная часть командоаппарата включает контактор B реверсора, при этом замыкаются его контакты B и двигатель $ПД$ включается в сеть для хода «Вперед» (рис. 225). При дальнейшем перемеще-

При перемещении рукоятки роторная часть командоаппарата включает контакторы $У1, У2, У3$, контакты которых в строгой последовательности шунтируют ступени $С1, С2, С3$ реостата и контактор $У3$ замыкает ротор двигателя накоротко. Аналогично происходит управление двигателем при перемещении рукоятки управления в направлении «Назад».

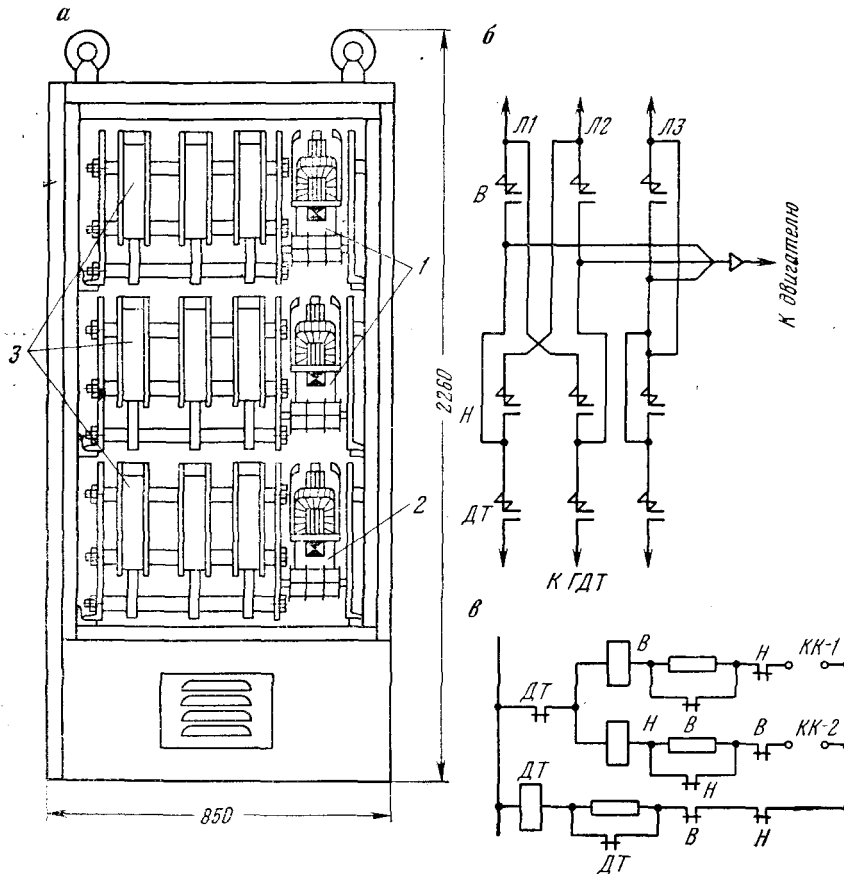


Рис. 224. Реверсор RBM:
 а — конструкция; б — схема включения в сеть; в — цепь управления

Блок-контакты необходимы для блокировок, исключающих возможность одновременного включения обоих контакторов $В$ и $Н$, одновременного выключения двух и более ступеней реостата.

Командоаппараты КА (рис. 226) с ручным рычажным приводом состоят из остова коммутирующего устройства и привода. В остове имеются литые плиты 1 и 2, соединенные угольниками 3 и 4 и пластинкой 5, нижняя стенка 6 и крышка 7. Внутри остова встроено коммутирующее устройство, состоящее из контактных рычагов 7,

несущих подвижные контакты 8, и неподвижных контактов 9. Кулачковая шайба собрана из кулачков 10, которые при вращении вала нажимают на ролики 11 рычагов 7 и размыкают контакты или

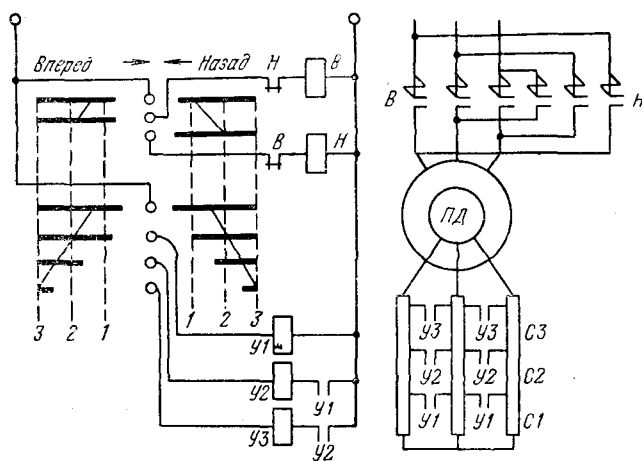


Рис. 225. Схема контакторного управления реверсором и реостатом

сходят с роликов и тогда с помощью пружин 12 контакты замыкаются. Раствор (12—16 мм) и провал (2—4 мм) контактов регулируются штифтом 13. Вал с кулачковыми шайбами связан с приводным валом зубчатыми колесами 14, а управление командоаппаратом

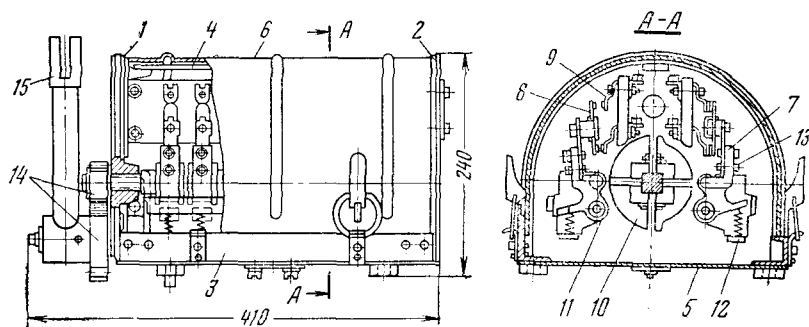


Рис. 226. Командоаппарат КА

производится рычагом 15, связанным с помощью тяги с рукояткой управления, расположенной на пульте.

Бесконтактные аппараты, используемые как для ручного управления, так и в качестве программных задающих аппаратов при автоматическом управлении, по сравнению с контактными командоаппаратами более совершенны: отсутствуют контактные элементы в регу-

лирующей цепи, имеют бесступенчатое плавное управление, обладают высокой надежностью.

В схемах автоматического управления подъемными машинами бесконтактные командоаппараты выполняются с сельсином, служащим потенциал-регулятором, или с индукционным датчиком угла поворота. Вторичное напряжение на выходе сельсина, включенного по схеме, показанной на рис. 227, зависит от угла поворота φ между однофазной обмоткой возбуждения и электрической осью двух фаз вторичной обмотки сельсина. При $\varphi = 90^\circ$ однофазное напряжение максимально, а при $\varphi = 0^\circ$ оно равно нулю. На этом свойстве (зависимости выходного напряжения от угла поворота ротора) и основано использование сельсина в качестве командоаппарата управления. Напряжение на выходе сельсина выпрямляется мостиком выпрямителей.

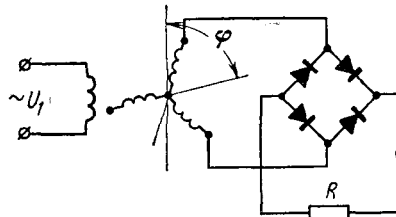


Рис. 227. Схема сельсинного командоаппарата

Бесконтактный командоаппарат БКА (рис. 228) с индукционным датчиком 1 имеет кулачковый барабан 2. Датчик 1 через передачу 3

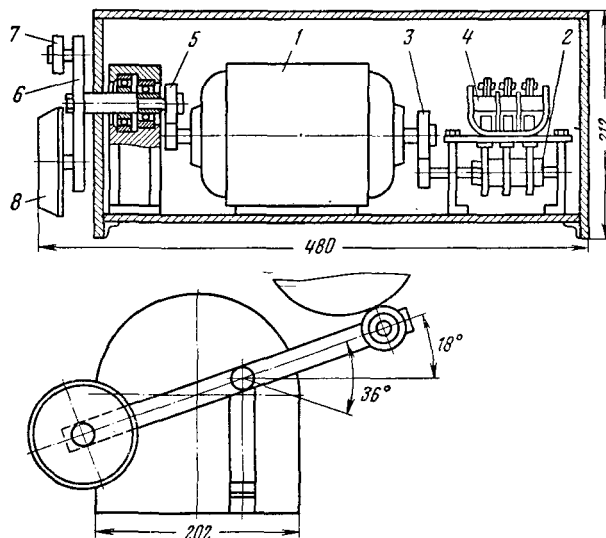


Рис. 228. Бесконтактный командоаппарат БКА

соединяется с тремя кулачками барабана, конфигурация которых зависит от требования схемы для замыкания или размыкания контактов микропереключателей 4. Датчик 1 через вторую передачу 5 соединяется с рычагом 6, на конце короткого плеча которого насажен ролик 7. На другом конце рычага 6 расположен противовес 8, под

действием которого ролик 7 прижимается к ретардирующему диску. При повороте диска рычаг 6 поворачивается от исходного положения на угол 36° , а ротор датчика — на 72° .

Индукционный датчик представляет собой поворотный трансформатор, преобразующий механическое угловое перемещение в э. д. с. Датчик позволяет получить на статоре напряжение, имеющее линейную зависимость от угла поворота ротора датчика. Питание ротора датчика производится от сети 220 в через медно-графитные щетки и кольца.

Обмотки статора и ротора образуют двухполюсную систему, и величина индуцированной э. д. с. в статорной обмотке является

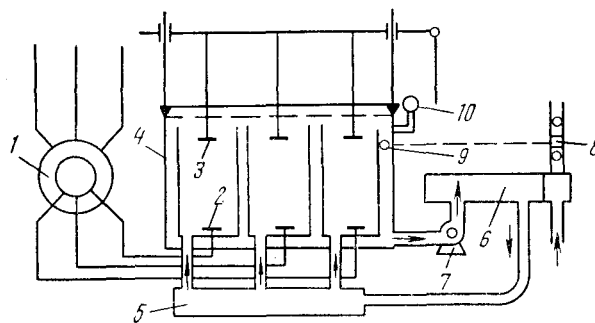


Рис. 229. Схема жидкостного реостата с подвижными электродами:

1 — двигатель; 2 — неподвижные электроды; 3 — подвижные электроды; 4 — бак; 5 — коллектор; 6 — теплообменник; 7 — насос; 8 — вентиль регулирования теплообмена; 9 — термоэлемент; 10 — контроль уровня

периодической функцией угла поворота ротора с периодом, равным 360° . Варьируя соединениями четырех обмоток статора, можно получить разные выходные параметры датчика.

Станции управления подъемных машин представляют собой открытые панели из изоляционных плит, на которых смонтированы контакторы, реле и вспомогательная аппаратура. Выпускаются также станции реечного исполнения (без изоляционных плит). Реечные станции управления обладают рядом преимуществ: хорошей обзорностью с любой стороны; возможностью быстрой замены вышедшего из строя аппарата; вес реечных станций на 25—30% меньше, чем вес станций из плит; изготовление их значительно проще. Станции управления машин с асинхронным приводом подразделяется на статорные, роторные и динамического торможения.

Жидкостные реостаты изменяют свое сопротивление с изменением уровня погружения электродов в электролит. По мере погружения электродов в электролит с уменьшением расстояния между ними и контрэлектродами уменьшается сопротивление реостата, и наоборот. Выделяемая в жидкостном реостате теплота отводится с помощью воды, циркулирующей в радиаторах.

Жидкостные реостаты бывают двух конструкций: с неподвижными электродами при переменном уровне электролита и с подвижными электродами при постоянном уровне электролита. На рис. 229 показана конструкция с подвижными электродами.

Для облегчения перемещения электродов и возможности применения дистанционного и автоматического управления используется электрический или гидравлический привод. Электролитом служит раствор углекислой соды концентрацией 5—10%. Благодаря плавному изменению сопротивления жидкостного реостата двигатель имеет бесконечное множество характеристик, что позволяет плавно изменять вращающий момент, пускать двигатель без колебания ускорения, тонко регулировать скорость подъемных сосудов.

Жидкостные реостаты изготавливаются во взрывобезопасном исполнении ВЖР-250 и ВЖР-350 и в нормальном исполнении ЖРН-500, ЖРН-1000, ЖРН-2000 для двигателей мощностью соответственно до 250, 500, 800, 1200, 2500 квт. Реостаты ЖРН-1000 и ЖРН-2000 выпускаются в одиночном или спаренном исполнении для однодвигательного или двухдвигательного (до 5000 квт) привода.

Г и д р о з у б ч а т ы й р е д у к т о р, состоящий из двух гидромуфт (одна для хода «Вперед», другая для хода «Назад») и зубчатого редуктора, предназначен для управления машиной (пуск, реверсирование, регулирование скорости от максимальной до нулевой) при непрерывном вращении и постоянной скорости подъемного асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором или синхронного двигателя.

Недостатки гидрозубчатого редуктора — неустойчивая работа при малых скоростях и недопустимый нагрев масла при длительном регулировании — объясняются несовершенством существующих конструкций гидромуфт. Из-за указанных недостатков область применения гидрозубчатых редукторов ограничена малыми подъемными машинами.

§ 4. ТОРМОЗА

При управлении подъемной машиной ее необходимо подтормаживать, а во время остановки сосудов у приемных площадок машина должна быть застопорена на период паузы. Кроме того, в аварийных случаях может возникнуть необходимость быстрого торможения машины. Различают: рабочий (маневровый) и предохранительный (аварийный) тормоза, причем аварийный вводится в действие по желанию машиниста или автоматически от предохранительных аппаратов. При предохранительном торможении подъемный двигатель автоматически отключается.

Основными элементами тормоза являются исполнительный орган и привод.

Исполнительный орган тормоза современных машин является общим для рабочего и предохранительного тормоза и представляет собой укрепленные в обоймах прессмассовые (или деревянные) колодки, действующие на стальные тормозные ободья, скрепленные

с органом навивки. Подъемная машина имеет два тормозных обода (реже — один), на каждый обод действует пара колодок.

Тормоза бывают с качающимися и поступательно движущимися колодками. Первая конструкция проста, но при ней неравномерно распределяется давление на поверхности колодок. Вторая конструкция сложнее, но при ней более равномерно распределяются давления на поверхности колодок.

Привод тормоза бывает гидравлический, пневматический и пружинно-пневматический. Наиболее надежным приводом для предохранительного тормоза является груз.

Подъемные машины ШТ-7,2, а также БМ и 2БМ с диаметрами барабанов 2500 и 3000 мм имеют сдвоенный исполнительный орган с одним гидравлическим приводом, тормоз машины БМ-2000 — один исполнительный орган. Все остальные машины оборудованы двумя исполнительными органами с независимыми приводами.

Тормоз должен обеспечивать регулирование тормозного момента при рабочем торможении, причем признаком регулируемости тормоза является устойчивое значение промежуточного тормозного момента при промежуточных положениях рукоятки управления рабочим тормозом.

Масло (смесь из 75% трансформаторного масла и 25% индустриального) под давлением 5—8 ат в привод гидравлического тормоза поступает из бака-аккумулятора, куда оно нагнетается насосом из сточного бака. Насос включается и останавливается автоматически, в зависимости от количества масла, находящегося в аккумуляторе.

Сжатый воздух поступает к тормозу от компрессорной установки, которая состоит из поршневого компрессора производительностью 1—5 м³/мин и воздухоотборника. Емкость воздухоотборника обеспечивает запас воздуха не менее чем на шесть нормальных торможений. Пуск и остановка компрессора производятся автоматически под действием установленного на воздухоотборнике реле давления, замыкающего и разрывающего цепь контактора пускателя двигателя компрессора: обычно при давлении 4 ат и ниже компрессор начинает работать, а при давлении 6 ат и выше останавливается.

Тормозные системы подъемных машин должны отвечать требованиям ПБ.

Гидравлический привод тормоза ДМЗ для машин БМ (рис. 230) имеет для рабочего и предохранительного торможения общий тормозной цилиндр и груз, но для каждого из этих видов торможения в соответствии с ПБ предусмотрено независимое друг от друга включение привода.

При рабочем торможении рукоятка управления 1 передвигается вправо и при помощи дифференциального рычага 2 происходит прямая перестановка золотника трехходового крана 3 вниз. Через трубки 4, 5 и 6 тормозной цилиндр 7 сообщается со сточным баком 8 и масло вытекает из него. Тормозной груз 9 опускается, и создаваемое им тормозное усилие передается через тормозную балку 10 и тягу 11 тормозным колодкам.

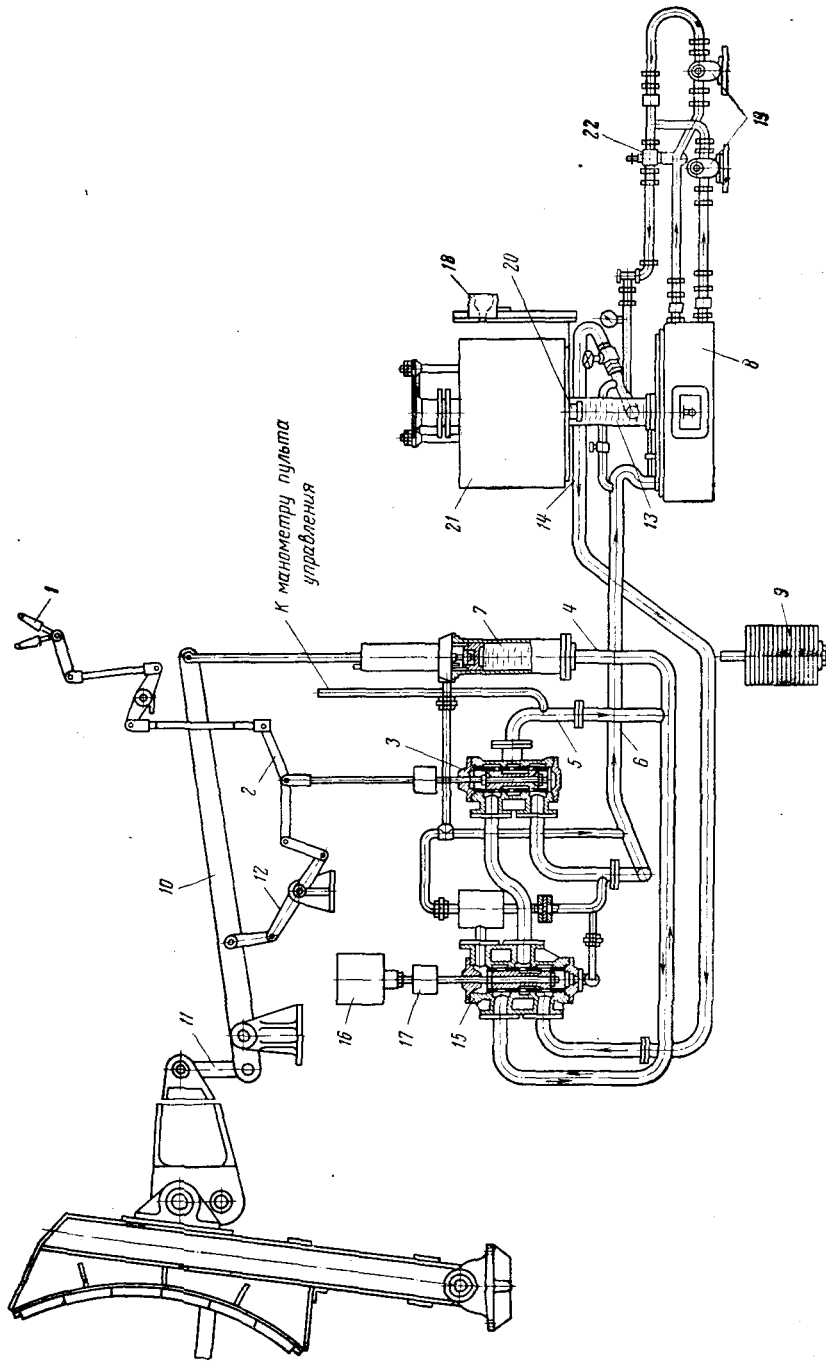
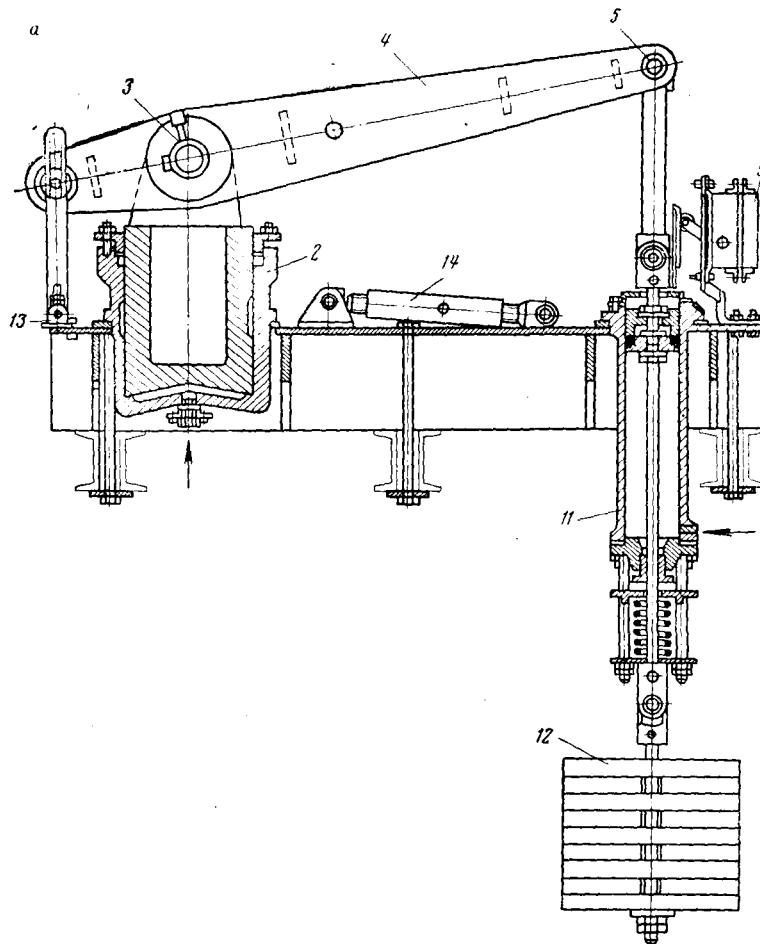


Рис. 230. Тормозной привод ДМЗ



При достижении требуемого тормозного момента происходит обратная перестановка золотника крана 3 от тормозной балки 10 при помощи рычажной передачи 12. При этом золотник крана 3 возвращается в нейтральное положение и, следовательно, прекращается вытекание масла из цилиндра 7 и опускание груза 9. При перемещении рукоятки 1 в противоположном направлении золотник крана 3 передвигается вверх и масло под давлением поступает из аккумулятора 13 по трубке 14 в четырехходовой кран 15, а через него в кран 3 и под поршень цилиндра 7, вследствие чего груз 9 поднимается и происходит оттормаживание машины.

Предохранительное торможение производится при помощи крана 15, управляемого тормозным электромагнитом 16, в цепь которого включены контакты предохранительных аппаратов и ручная кнопка. При разрыве цепи электромагнита 16 золотник крана 15 под действием

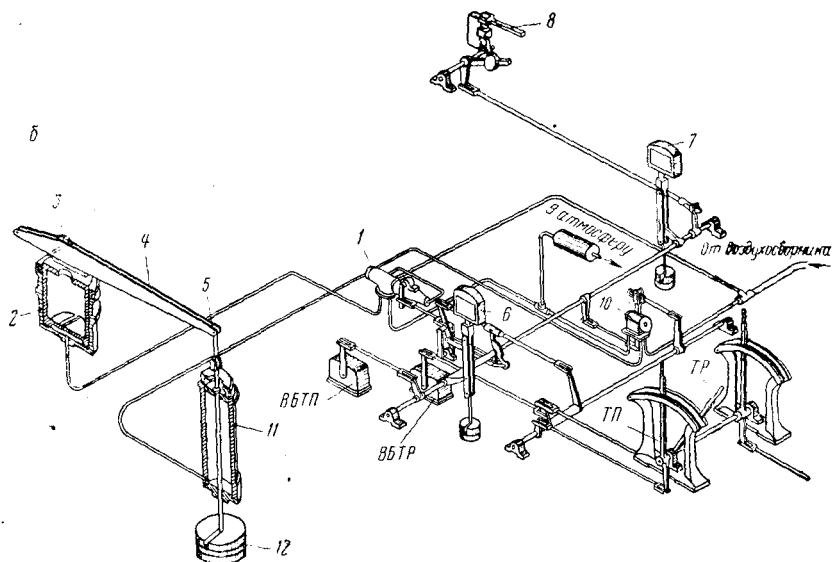


Рис. 231. Тормозной привод НКМЗ:
 а — разрез по тормозным цилиндрам; б — кинематическая схема

груза 17 опустится, цилиндр 7 через трубки 4 и 6 сообщится со сточным баком 8 и наступит предохранительное торможение независимо от положения рукоятки 1.

Конечный выключатель 18 масляного аккумулятора необходим для автоматического пуска и остановки насосов 19, подающих масло в аккумулятор, на поршень 20 которого действует груз 21. На трубопроводе маслонасосов установлены фильтр 22 и обратный клапан.

Благодаря блокировке, действующей на электромагнит 16, устраняется возможность работы тормоза при недопустимом износе тормозных колодок.

Пневматический привод тормоза НКМЗ (рис. 231) имеет цилиндр 2 рабочего и цилиндр 11 предохранительного торможения. При рабочем торможении рукоятка ТР перемещается машинистом на себя и при помощи регулятора 1 производится выпуск

сжатого воздуха под поршень цилиндра 2. Шарнир 3 и тормозная балка 4 перемещаются вместе с поршнем вверх, поворачиваясь вокруг шарнира 5. Вследствие этого колодки, действуя на тормозные ободья, вызывают торможение. Соприкосновение колодок с ободьями происходит быстро в связи с малым ходом поршня в цилиндре 2. Сила торможения зависит от положения рукоятки TP , так как благодаря регулятору 1 каждому ее положению соответствует определенное давление сжатого воздуха в цилиндре 2, а следовательно, и сила торможения. Оттормаживание машины достигается перемещением рукоятки TP в обратном направлении, при этом сжатый воздух из цилиндра 2 через регулятор 1 выпускается в атмосферу.

Предохранительное торможение осуществляется вручную при помощи рукоятки TII (или кнопки), а также автоматически при разрыве цепи тормозных электромагнитов 6 и 7 предохранительными аппаратами, при недопустимой скорости или переподъеме (от тяги 8), при падении давления в пневматической системе (от выключателя 9).

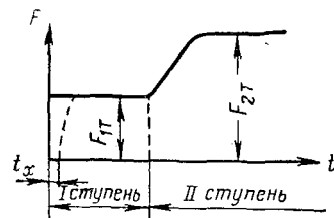


Рис. 232. Диаграмма двухступенчатого предохранительного торможения тормоза НКМЗ.

При разрыве цепей тормозных электромагнитов их грузы опускаются и производят перестановку регулятора 1 на впуск сжатого воздуха в цилиндр 2 и трехходового крана 10 на выпуск сжатого воздуха из цилиндра 11 предохранительного торможения.

Действием рабочего торможения обеспечивается I ступень предохранительного торможения с усилием $F_{1т}$ и небольшим холостым ходом t_x (рис. 232). Затем плавно опускается тормозной груз 12, (см. рис. 231), поворачивая балку 4 вокруг шарнира 3 и осаживая поршень в цилиндре 2, чем обеспечивается II ступень торможения с усилием $F_{2т}$ (см. рис. 232).

Благодаря двухступенчатому торможению достигается быстрота действия тормоза и устраняется опасность чрезмерно резкого замедления при действии предохранительного торможения.

При неисправности рабочего торможения тормоз работает как чисто грузовой.

Тормозные усилия при рабочем и предохранительном торможении в приводе НКМЗ не могут складываться, так как у балки 4 нет жесткой опоры (см. рис. 231).

Для того чтобы отпустить предохранительный тормоз, машинист предварительно затормаживает машину рабочим тормозом, а затем передвигает рукоятку TII от себя в крайнее положение. При этом трехходовой кран 10 устанавливается на впуск сжатого воздуха в цилиндр 11. После этого рукоятка TII ставится в среднее положение, соответствующее готовности предохранительного тормоза к новому торможению, и машина остается заторможенной только рабочим тормозом.

При износе колодок может оказаться, что предельно допускаемый ход поршня в рабочем цилиндре будет недостаточным для полного торможения, тогда сработает сигнальное устройство *13*. Распорная стойка *14* используется при ремонте тормоза.

Регулирование тормозного момента при рабочем торможении производится с помощью регулятора давления (рис. 233). В корпусе *1* регулятора давления находятся золотник *2*, пружина *3* и поршень *4*. Канал *5* соединен с воздухохраником, канал *6* — с цилиндром рабочего торможения, а канал *7* — с атмосферой. В положении, показанном на рис. 233, цилиндр рабочего торможения изолирован и от воздухохраника и от атмосферы.

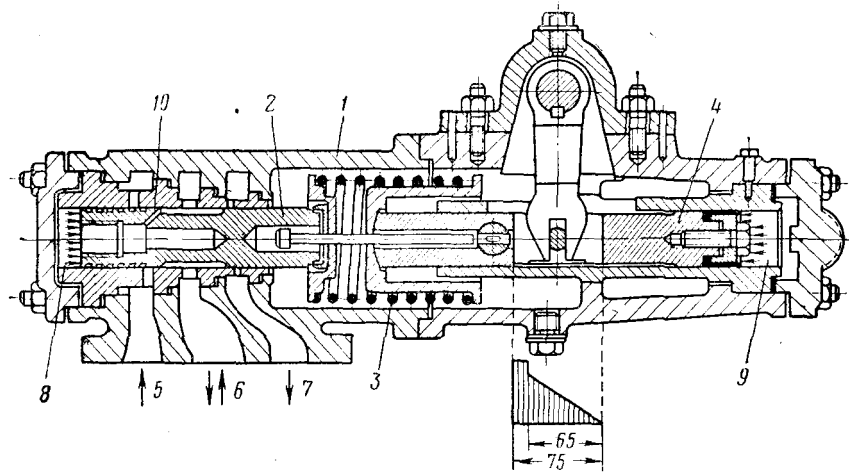


Рис. 233. Регулятор давления тормоза НКМЗ

При торможении поршень *4* рукояткой управления рабочим тормозом передвигается влево, а вместе с ним передвигается и золотник *2*, связанный с поршнем пружиной *3* (прямая перестановка). Сжатый воздух поступает из воздухохраника через каналы *5* и *6* под поршень цилиндра рабочего торможения. В торцовых пространствах *8* и *9*, соединенных с каналом *6* посредством отверстий *10* в золотнике и трубки (на рис. 233 не показанной), устанавливается такое же давление, как и в цилиндре рабочего торможения. Пружина *3* находится под атмосферным давлением. Когда давление в торцовых пространствах *8* и *9* превысит его, пружина сожмется и золотник *2* возвратится в нейтральное положение (обратная перестановка), а сжатый воздух перестанет поступать в цилиндр рабочего торможения. Давление воздуха в цилиндре рабочего торможения, т. е. тормозной момент, определяется положением рукоятки управления тормозом.

При отгормаживании поршень *4* и золотник *2* перемещаются вправо. При этом канал *6* соединяется с каналом *7* и сжатый воздух выходит из цилиндра рабочего торможения в атмосферу. Давление

в торцовых пространствах 8 и 9 падает и пружина 3 возвращает золотник в нейтральное положение.

Описанный пружинный регулятор давления в связи с трением и инерционностью подвижных элементов позволяет иметь только 10—12 (а в ряде случаев и меньше) устойчивых значений давлений, в связи с чем невозможно точно дозировать величину тормозного момента. Кроме того, нельзя осуществить дистанционное управление тормозом, необходимое в клетевых установках, работающих с малыми тормозными моментами в период замедленного движения.

Более совершенными являются беспружинные регуляторы давления РДБ, которые выпускаются в горизонтальном (РДБГ) и в вертикальном (РДБВ) исполнении. Эти регуляторы имеют устойчивую зону регулирования от 0 до 8 ат.

В регуляторе РДБВ (рис. 234) сжатый воздух из воздухосборника через фильтр 1 и калиброванное отверстие 2 подается в надзолотниковую камеру проточного регулирования 3. При торможении увеличивается ток в одной из катушек электромагнита 4. Подпружиненный тарельчатый клапан 5, являющийся одновременно якорем электромагнита 4 перекрывает в той или иной степени (в зависимости от величины тока в катушке электромагнита 4) выходное отверстие 6. Давление в надзолотниковой камере 3 растет, золотник 7 перемещается вниз, соединяя воздухосборник с цилиндром рабочего тормоза (прямая перестановка). С ростом давления в цилиндре растет давление в подзолотниковой камере 8, куда воздух попадает через отверстие 9. При выравнивании давлений в надзолотниковой и подзолотниковой камерах золотник под действием пружины 10 возвращается в нейтральное положение (обратная перестановка).

При отгормаживании уменьшается ток в катушке электромагнита 4. Клапан 5 под действием пружин поднимается. При этом давление в надзолотниковой камере падает, в то время как в подзолотниковой камере оно равно давлению в цилиндре тормоза. Поэтому золотник поднимается, соединяя цилиндр с атмосферой (прямая перестановка). С уменьшением давления в цилиндре уменьшается давление в подзолотниковой камере. При выравнивании давлений в камерах 3 и 8 золотник под действием своего веса возвращается в нейтральное положение (обратная перестановка).

Две катушки электромагнита 4 предназначены для дистанционного или автоматического управления, катушка 11 — для обеспечения первой ступени предохранительного торможения.

При исправной цепи катушек электромагнита 4 катушка 11 обтекается током, и якорь 12 притянут. При обрыве цепи катушки электромагнита 4 или при снятии напряжения клапан 5 поднимается. При этом золотник должен был бы подняться, соединив цилиндр тормоза с атмосферой, но обесточенная катушка 11 отпускает якорь 12, который под действием пружины 13, опускаясь, прижимает клапан 5, перекрывая отверстие 6.

В пневматическом тормозе при рабочем торможении сжатый воздух от воздухосборника 1 через регулятор РДБВ по трубкам 2, 3

и 4 поступает в цилиндр 5 рабочего тормоза привода заклиненного барабана (рис. 235). Электромагнит механизма перестановки МП1 при нормальной работе клапанов обесточен, поэтому сжатый воздух

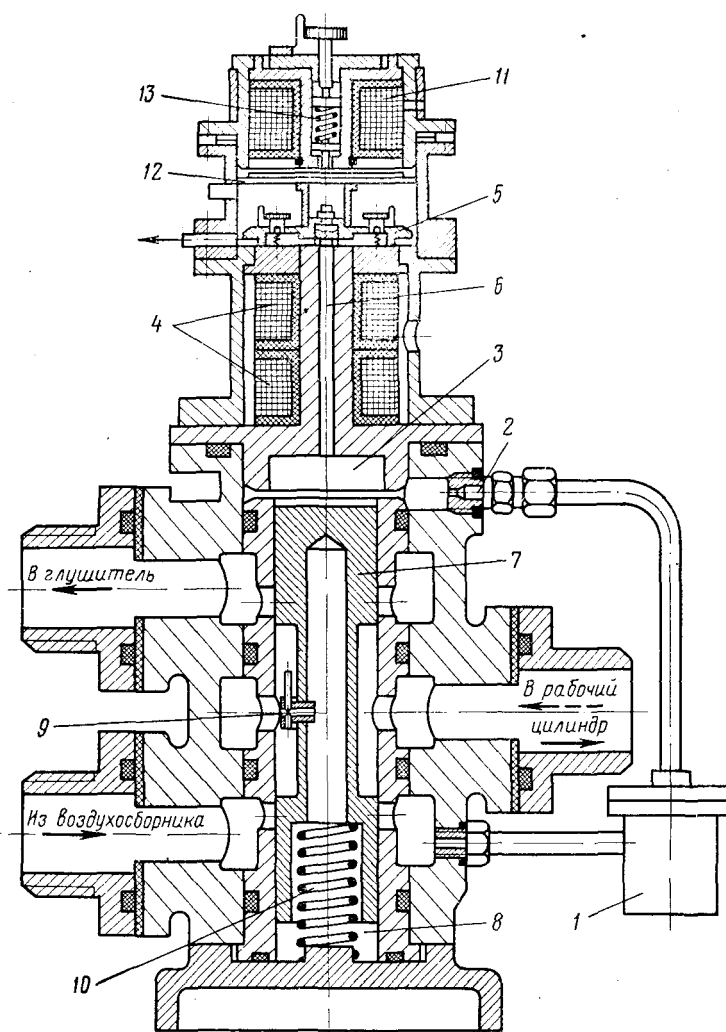


Рис. 234. Регулятор РДВВ

от регулятора РДВВ через клапан 6 по трубкам 3, 7 и 8 поступает также и в цилиндр 9 рабочего тормоза привода переставного барабана. При оттормаживании воздух из цилиндров в обратной последовательности проходит через РДВВ и глушитель 10 в атмосферу.

При нормальной работе машины на электромагниты ТП1 и ТП2 предохранительного тормоза подано напряжение, поэтому клапаны 11

и 12, соединяя цилиндры предохранительного торможения 13 и 14 трубками 15—16 и 15—17 с воздухоборником, разобщают их с атмосферой. При предохранительном торможении электромагниты ТП1 и ТП2 обесточены и сжатый воздух через клапаны 18 и 19 по трубкам 20 и 21 выходит из цилиндров 13 и 14.

Цилиндры 22 механизма перестановки при нормальной работе машины по трубкам 23 и 24 связаны с атмосферой, так как электромагнит МП2 обесточен и клапан 25 открыт. При необходимости перестановки барабанов подается напряжение на электромагниты МП1 и МП2 и обесточивается электромагнит ТП1. При этом клапаном 6 цилиндр 9 рабочего тормоза привода переставного барабана отключен от регулятора РДБВ и сжатый воздух из воздухоборника поступает последовательно через клапаны 26 и 27 по трубкам 28 и 8 в цилиндр 9 переставного барабана и через клапан 26 по трубке 23 в цилиндры механизма перестановки, а из цилиндра предохранительного торможения 14 через клапан 19 по трубкам 21 и 24 воздух выходит в атмосферу. Таким образом, переставной барабан заторможен, а цилиндр 5 управляется регулятором РДБВ, как и при нормальной работе. Кроме описанного на рис. 235 показаны: ВИК1 и ВИК2 — выключатели износа колодок; ВИК3 и ВИК4 — выключатели подачи предупредительного сигнала при максимально допустимом износе колодок; РД — реле давления, включающее компрессор 29 при снижении давления в воздухоборнике ниже допустимого; РД1 и РД2 — реле, контролирующее давление в цилиндрах рабочего торможения; КВП1 и КВП2 — выключатели, контролирующие положение механизма перестановки; МРК — электромагнит разгрузочного клапана РК, разгружающего компрессор 29; 30 — обратный клапан; 31 — фильтр; 32 — масленка для смазки тормозной системы; 33 — электропневматические вентили управления воздухораспределительными клапанами 34.

На рис. 236 показаны электропневматический вентиль и воздухо-распределительный клапан, применяемые в описанной схеме.

Цилиндр предохранительного или рабочего тормоза связан с полостью А (рис. 236, б) воздухо-распределительного клапана, полость В соединяет клапан через глушитель с атмосферой, полость Г — клапан с воздухоборником, канал Д связывает электропневматический вентиль с пространством над поршнем 5.

При подаче напряжения на катушку 1 электропневматического вентиля (рис. 236, а) якорь 2, втягиваясь, закрывает верхнее отверстие втулки 3 и отжимает клапан 4. Воздух по каналам Д и Г попадает в пространство над поршнем 5 (рис. 236, б), который, опускаясь, закрывает клапан 6 и открывает клапан 7. Сжатый воздух через полости В и А и клапан 7 поступает в цилиндр тормоза.

В том случае, когда катушка 1 обесточена, якорь 2 под действием пружины 8 поднимается и открывает верхнее отверстие втулки 3, а клапан 4 закрывает нижнее отверстие втулки 3. Пространство над поршнем 5 через каналы Г и Е соединено с атмосферой. Пружиной 9 клапан 7 закрывается, а клапан 6 открывается,

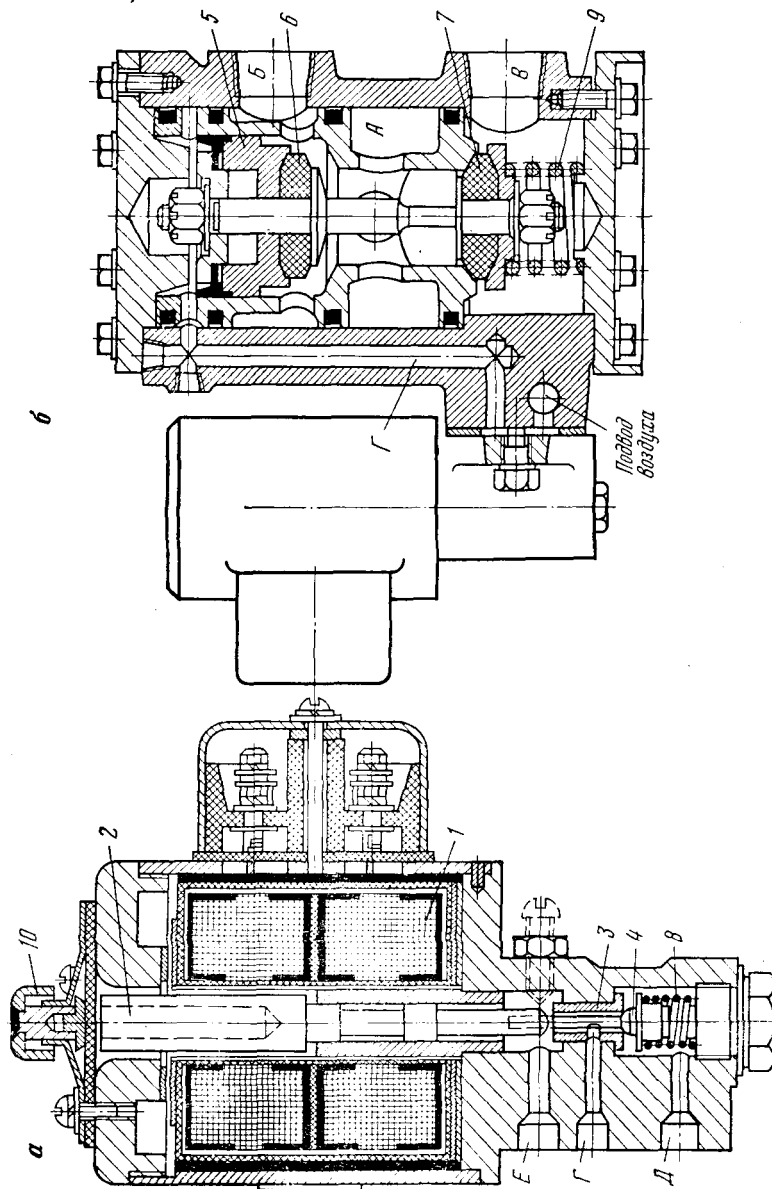


Рис. 236. Электропневматический вентиль (а) и воздуораспределительный клапан (б)

соединяя цилиндр тормоза через полости *A* и *B* с атмосферой. Кнопка *10* служит для впуска воздуха в цилиндр тормоза при отключенной катушке *1*.

В вертикальном электрогидрорегуляторе ВЭРДГ для гидравлических тормозов (рис. 237) изменение положения золотника, а следовательно, и величины тормозного усилия осуществляется изменением тока в катушке регулятора, что позволяет осуществить дистанционное и автоматическое управление тормозом.

Золотник регулятора при отсутствии воздействия на тормоз занимает нейтральное положение, при котором цилиндр тормоза не соединяется с аккумулятором давления и сливным баком.

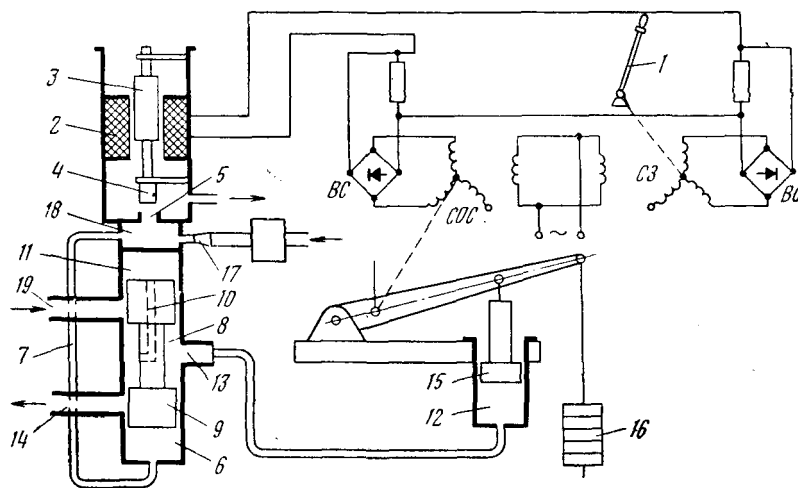


Рис. 237. Схема тормозной системы с регулятором ВЭРДГ

При торможении рукоятку *1* рабочего тормоза перемещают на себя. Механически связанный с рукояткой задающий сельсин *СЗ* уменьшает ток в катушке *2*. Якорь *3* втягивается и клапан *4* открывает отверстие *5*, через которое масло из камеры *6* по трубе *7* выходит на слив. Благодаря кольцевой проточке *8* золотника *9* и каналу *10* обратной связи давление в камере *11* обратной связи равно давлению в тормозном цилиндре *12*. Под действием этого давления золотник опускается, соединяя каналы *13* и *14* (прямая перестановка), через которые масло вытекает из цилиндра *12*. Поршень *15* под действием груза *16* опускается, в результате чего происходит затормаживание машины.

С падением давления в цилиндре *12* снижается давление и в камере *11*. Поршень *15*, опускаясь, вращает ротор механически связанного с ним сельсина обратной связи *СОС*. Сельсин *СОС* изменяет ток в катушке *2*, при этом якорь *3* опускается и клапан *4* закрывает отверстие *5*. Масло из аккумулятора давления через отверстие *17* поступает

в надзолотниковую камеру 18. Давление в ней растет, причем одновременно растет давление и в камере 6. Золотник 9 поднимается, перекрывая каналы 13 и 14 (обратная перестановка).

Величина тормозного усилия зависит от степени открытия отверстия 5, а следовательно, от положения рукоятки 1, задающей с помощью сельсина СЗ ток в катушке 2.

При растормаживании машины рукоятку 1 перемещают от себя, поворачивая ротор сельсина СЗ. Ток в катушке 2 увеличивается, вследствие чего якорь 3 опускается и клапан 4 перекрывает отверстие 5. Давление в надзолотниковой камере 18, а через трубку 7 и в камере 6, растет. Золотник поднимается (прямая перестановка), открывая путь маслу через каналы 13 и 19 в цилиндр тормоза. Поршень 15 поднимается, происходит растормаживание машины. С ростом давления в тормозном цилиндре растет давление в камере 11 обратной связи по давлению. Усилие, действующее на золотник сверху, возвращает его в исходное положение (обратная перестановка) — каналы 13 и 19 перекрываются. В то же время поршень 15, поднимаясь, поворачивает ротор сельсина СЗ, отчего ток в катушке 2 уменьшается. Отверстие 5 открывается и давление в надзолотниковой камере 18 и в камере 6 падает, причем золотник, несмотря на рост давления в камере 11, начнет опускаться только тогда, когда снизится давление в камере 6, т. е. когда начнет перемещаться поршень 15.

Таким образом, двойная обратная связь: по давлению (при помощи канала 10 и камеры 11) и по положению поршня (при помощи сельсина СЗ) позволяет компенсировать недостаток, свойственный гидравлическим тормозам — запаздывание хода поршня из-за инерционности тормозной системы.

На многоканатных и новых одноканатных машинах ДМЗ применяются тор-

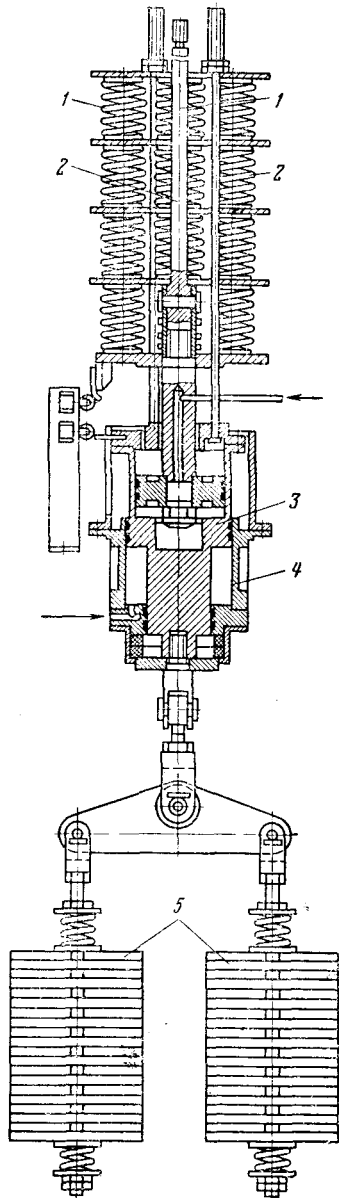


Рис. 238. Пружинно-грузовой пневматический тормозной привод

моза с пружинно-грузовым пневматическим приводом, имеющим сравнительно малые размеры в плане (рис. 238). Пружинный блок 1 с помощью тяги 2 действует на угловой рычаг исполнительного органа. Цилиндр 3 рабочего торможения является одновременно поршнем цилиндра 4 предохранительного торможения. К нему подвешены грузы 5. В отторможенном состоянии оба цилиндра заполнены воздухом, благодаря чему пружины в блоке 1 удерживаются в исходном сжатом состоянии. При рабочем торможении из цилиндра 3 воздух выпускается и торможение осуществляется действием разжимающихся пружин на исполнительный орган. При предохранительном торможении воздух одновременно выпускается из цилиндров 3 и 4. При этом первоначальное усилие на исполнительный орган создается пружинным блоком, а затем под действием грузов 5 опускается поршень 3. Пружины при этом еще больше разжимаются, отчего развиваемое приводом усилие увеличивается до максимальной величины. Так обеспечивается двухступенчатое предохранительное торможение.

Тормоз с пружинно-грузовым приводом (рис. 239) позволяет осуществить четыре вида торможения: рабочее регулируемое и нерегулируемое, предохранительное и экстренное предохранительное.

Регулируемое рабочее торможение осуществляется с помощью регулятора *РДБВ*. При этом электропневматические клапаны *КП-1* и *КП-2* предохранительного торможения включены. Сжатый воздух поступает в наружный цилиндр привода и поднимает грузы. При рабочем регулируемом торможении воздух из внутренних цилиндров привода проходит через электропневматические клапаны *КР-1*, *КР-2* и *РДБВ* в атмосферу.

При нерегулируемом рабочем торможении — стопорении на скорости «дотяжки» (подъемный двигатель постоянного тока) регулятор *РДБВ* постоянно включен и не мешает управлению тормозом с помощью клапанов *КР-1* и *КР-2*, которые для большей надежности тормоза дублируют друг друга. При торможении клапаны *КР-1* и *КР-2* выключаются, при этом перекрывается доступ воздуха из воздухоборника в цилиндры рабочего торможения и открывается путь из цилиндров в атмосферу через дроссельные выхлопные устройства клапанов.

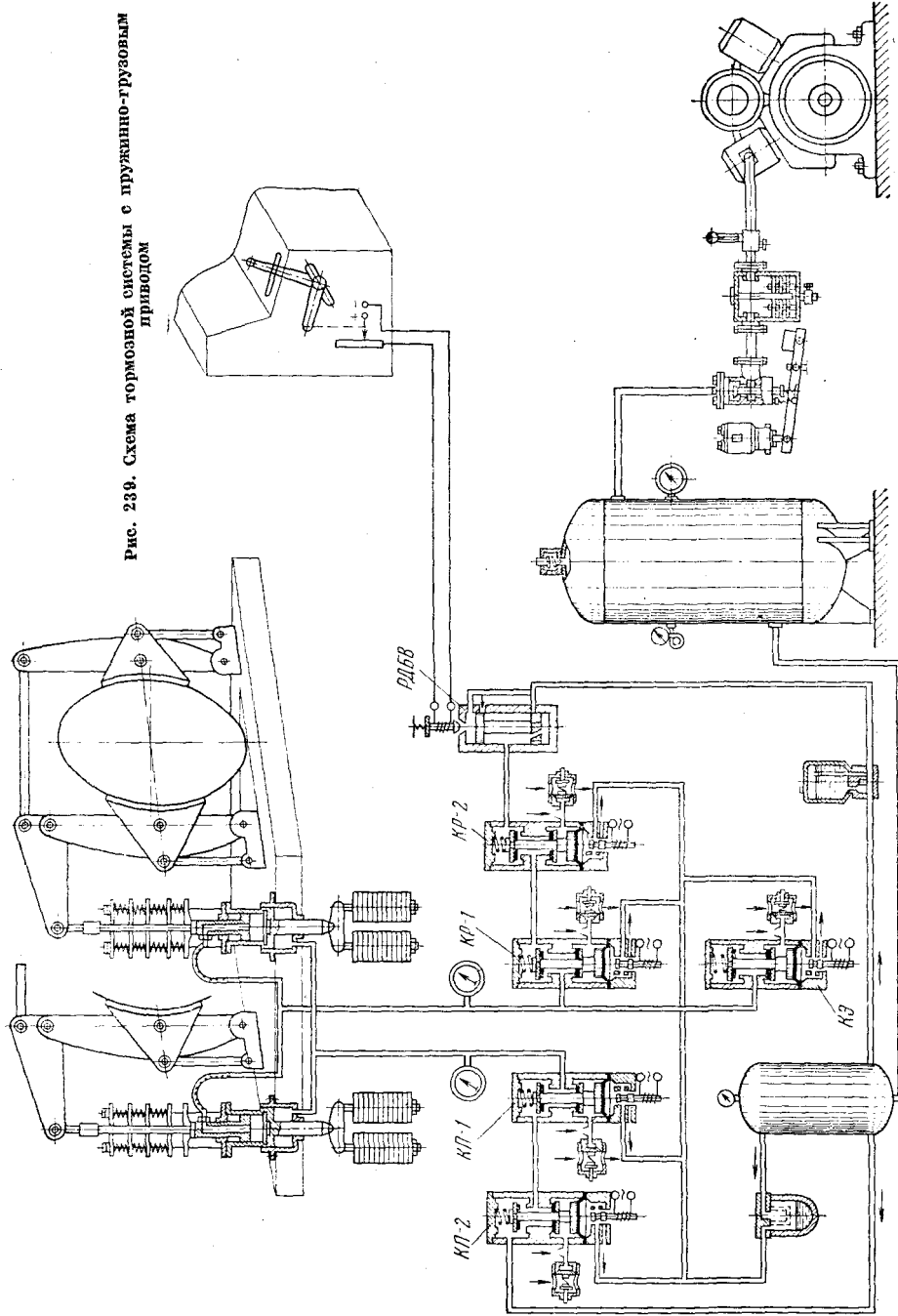
Предохранительное торможение происходит при отключении всех клапанов, кроме клапана экстренного торможения *КЭ*. При переподъеме отключаются все клапаны, причем, благодаря выходу воздуха через клапан *КЭ* путь торможения будет наименьшим.

ПБ предъявляют следующие требования к тормозам подъемных установок.

1. Тормозной момент должен быть не менее трехкратного статического момента вращения при подъеме или спуске расчетного для машины груза

$$M_{\tau} \geq 3M_{ст. \max} \quad (366)$$

Рис. 239. Схема тормозной системы с пружинно-грузовым приводом



Значения $M_{ст. \max}$ определяют по нагрузочным диаграммам (см. гл. III, § 3 и гл. IV, § 2), причем при органах навивки постоянного радиуса максимальное статическое усилие $F_{ст. \max}$ (имея в виду, что $M_{ст. \max} = F_{ст. \max} R$) можно определить по формулам (265) и (292) с учетом особенностей, указанных в формуле (289) для опрокидных сосудов, причем динамическая составляющая $M_{пj}$ в расчете не участвует. Значение пройденного пути принимается $h_x = 0$ при $q = 0$ и $(q - p) \leq 0$; $h_x = H$ при $(q - p) > 0$. При бидилиндроконических барабанах $M_{ст. \max}$ определяется по формуле (316) для момента окончания навивки поднимающегося каната на конус, когда $R_{п} = R_{о} = R_{б. ц}$; $h_{x. п} = h_{м. ц} + h_{кc}$; $h_{xо} = h'_{б. ц}$ и для окончания свивки опускающегося каната с конуса, когда $R_{п} = R_{б. ц}$; $h_{xп} = h_{м. ц} + h_{кc} + h''_{б. ц}$; $R_{о} = R_{м. ц}$; $h_{xо} = h_{б. ц} + h_{кc}$. Здесь $h'_{б. ц}$ — длина каната, свитого с большого цилиндра к рассматриваемому моменту; $h''_{б. ц}$ — то же, навитого.

2. При перестановке барабанов тормозное устройство должно развивать на одном ободе тормозной момент, равный не менее 1,2 статического момента одной ветви каната, создаваемого силой тяжести подъемного сосуда и каната:

при подъеме с цилиндрическими барабанами

$$M'_T \geq 1,2 M'_{ст} = 1,2 (Q_m + pH) \frac{D_{б. ц}}{2}, \quad \text{кгс} \cdot \text{м}; \quad (367)$$

при подъеме с бидилиндроконическими барабанами

$$M'_T \geq 1,2 [Q_m + p (H - h_{м. ц} - h_{кc})] \frac{D_{б. ц}}{2}, \quad (368)$$

где $h_{м. ц}$ и $h_{кc}$ — длина навитого каната соответственно на малом цилиндре и конусе;

$D_{б. ц}$ — диаметр большого цилиндра.

Формулы (367) и (368) справедливы для двухбарабанных и однобарабанных подъемных машин с разрезным барабаном, которые имеют отдельный тормозной привод на каждую пару колодок.

При двухбарабанных машинах с общим тормозным приводом для обеих пар колодок

$$M'_T \geq 2 \cdot 1,2 (Q_m + pH) \frac{D_{б. ц}}{2} \quad (369)$$

3. При включении предохранительного торможения должно быть обеспечено замедление системы не ниже $j_T \geq 1,5$ м/сек² при спуске расчетного груза и не более $j_T \leq 5$ м/сек² при подъеме расчетного груза:

при постоянном радиусе навивки замедление

$$j_T = \frac{F_T \pm F_{ст. \max}}{M_{п}} \frac{D_{б. ц}}{2}, \quad \text{м/сек}^2; \quad (370)$$

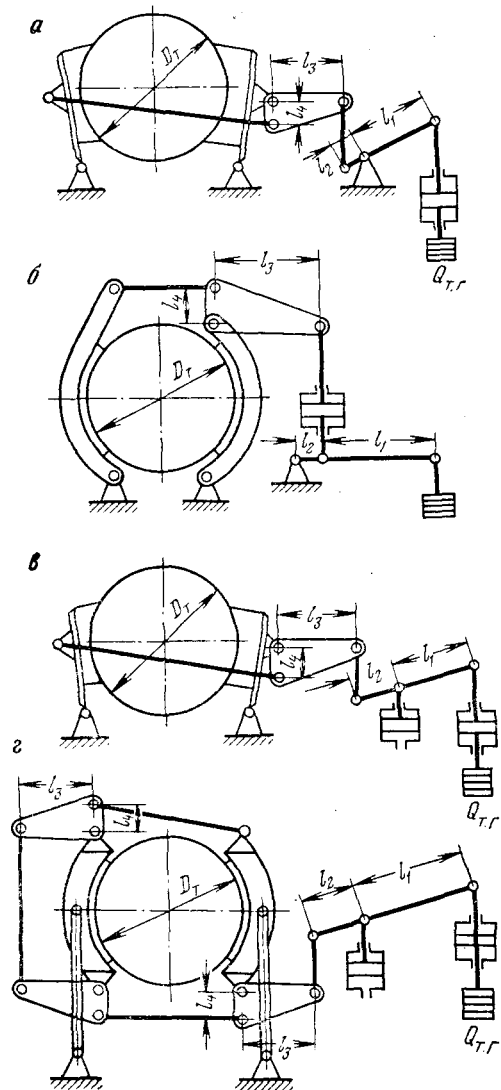


Рис. 240. Кинематические схемы к расчету тормозов:

а и в — с угловым перемещением колодок и нижним расположением тяги; б — то же, с верхним расположением тяги; г — с поступательным перемещением колодок

при переменном радиусе навивки угловое замедление барабанов

$$\varepsilon_{\tau} = \frac{M_{\tau} \pm M_{\text{ст. max}}}{J}, \quad 1/\text{сек}^2, \quad (371)$$

где M_{τ} и J — соответственно приведенная масса к окружности навивки каната и приведенный к оси вращения органов навивки момент инерции движущихся частей подъемной установки;

Перед вторым слагаемым числителя в выражениях (370) и (371) знак плюс принимается при подъеме груза и знак минус — при спуске.

4. В установках со шкивами трения замедление, создаваемое рабочим или предохранительным торможением, не должно превосходить величины, обусловленной возможностью проскальзывания каната на шкиве.

Наиболее возможно скольжение каната в режиме торможения при спуске груза $Q_{\text{п}}$; замедление при этом определяется на основании уравнения (300), причем для многоканатных установок:

$G_1 = Q_{\text{м}} + n_{\text{к}} p_{\text{к}} H_{\text{к}}$ — статическое натяжение каната поднимающегося порожнего сосуда;

$G_2 = Q_{\text{п}} + Q_{\text{м}} + n_{\text{у.к}} q H_{\text{к}}$ — то же, опускающегося груженого сосуда.

Величину замедления, вычисленную по формуле (370), для установок со шкивом трения необходимо проверить на спуске груза по формуле (300), причем $j_{\tau} \leq j_{\text{з max}}$.

Тормозной момент, создаваемый тормозным грузом при помощи двух пар тормозных колодок:

при исполнительном органе с угловым перемещением колодок, показанном на рис. 240, а,

$$M_{\tau} = 2Q_{\tau, \text{г}} \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{l_3}{l_4} \cdot \frac{D_{\tau}}{2} f_{\text{к.с}} \eta_{\tau}, \quad \text{кгс} \cdot \text{м}; \quad (372)$$

то же, на рис. 240, б

$$M_{\tau} = 2Q_{\tau, \text{г}} \frac{l_1 + l_2}{l_2} \cdot \frac{l_3}{l_4} \cdot \frac{D_{\tau}}{2} f_{\text{к.с}} \eta_{\tau}, \quad (373)$$

где $Q_{\tau, \text{г}}$ — вес тормозного груза;

l_1, \dots, l_4 — плечи рычагов привода и исполнительного органа тормоза;

D_{τ} — диаметр тормозного обода;

$f_{\text{к.с}}$ — коэффициент трения между колодками и ободом;

$\eta_{\tau} = 0,95$ — к. п. д. тормозной системы;

при исполнительном органе с поступательным перемещением колодок (рис. 240, в)

$$M_{\tau} = 4Q_{\tau, \text{г}} \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{l_3}{l_4} \cdot \frac{D_{\tau}}{2} f_{\text{к.с}} \eta_{\tau}. \quad (374)$$

Подставляя в формулы (372)—(374) максимальное значение тормозного момента по ПБ и решая полученные уравнения относительно $Q_{т.г}$, находим необходимый вес тормозного груза, удовлетворяющий требованиям ПБ в отношении предохранительного торможения.

Тормозной момент, создаваемый поршнем цилиндра рабочего торможения тормоза НКМЗ:

при исполнительном органе с угловым перемещением колодок (рис. 240, в)

$$M_{т.р} = 2 \frac{\pi D_{т.ц}^2}{4} p_v \frac{l_1}{l_1+l_2} \cdot \frac{l_3}{l_4} \cdot \frac{D_{т.г}}{2} f_{к.о} \eta_{т.г}; \quad (375)$$

при исполнительном органе с поступательным перемещением колодок (рис. 240, г)

$$M_{т.р} = 4 \frac{\pi D_{т.ц}^2}{4} p_v \frac{l_1}{l_1+l_2} \cdot \frac{l_3}{l_4} \cdot \frac{D_{т.г}}{2} f_{к.о} \eta_{т.г}; \quad (376)$$

где $D_{т.ц}$ — диаметр поршня цилиндра рабочего торможения;
 p_v — давление рабочей жидкости в цилиндре рабочего торможения.

§ 5. СКОРОСТЕМЕРЫ И УКАЗАТЕЛИ ГЛУБИНЫ

Приборы, показывающие скорость подъема и записывающие диаграмму ее изменения, называются скоростемерами (тахографами), а указывающие местонахождение подъемных сосудов — указателями глубины.

Скоростемер СШ-1 (рис. 241) состоит из сообщающихся сосудов 1, в которых налита ртуть. Сосуды 1 вращаются от вала подъемной машины через шкив 2 и промежуточный шкив 3 с помощью круглого шнура. Под действием центробежной силы ртуть поднимается в наружных сосудах и опускается в среднем, где помещен поплавок 4. Поплавок через систему рычагов 5 действует на стрелку 6, которая на шкале 7 указывает скорость подъемных сосудов. Перо 8 для записи диаграммы скорости имеет вертикальное перемещение также в зависимости от уровня ртути в среднем сосуде. Запись скорости происходит благодаря вертикальному перемещению пера 8 и вращению барабана 9 со специально разграфленной бумагой 10. Барабан вращается непрерывно от часового механизма 11 (для завода которого имеется ключ 12), причем один оборот барабана происходит за 2 ч. Для того чтобы запись не производилась несколько раз на одной окружности, барабан 9 имеет еще вертикальное перемещение на валу 13 на $\frac{1}{12}$ своей высоты за один оборот барабана. На штоке поплавка закреплены передвижные контакты 14, которые при превышении предельной скорости опускаются в залитые ртутью чашечки 15 и включают звонок 16, сигнализирующий машинисту о необходимости снижения скорости. Звонок питается напряжением 127 в. На шкале скоростемера установлены часы 17 для отсчета времени суток. Прибор закрывается замком 18. Скоростемер СШ-1 может измерять и записывать скорость от 0 до 15 м/сек с точностью 3% верхнего предела шкалы.

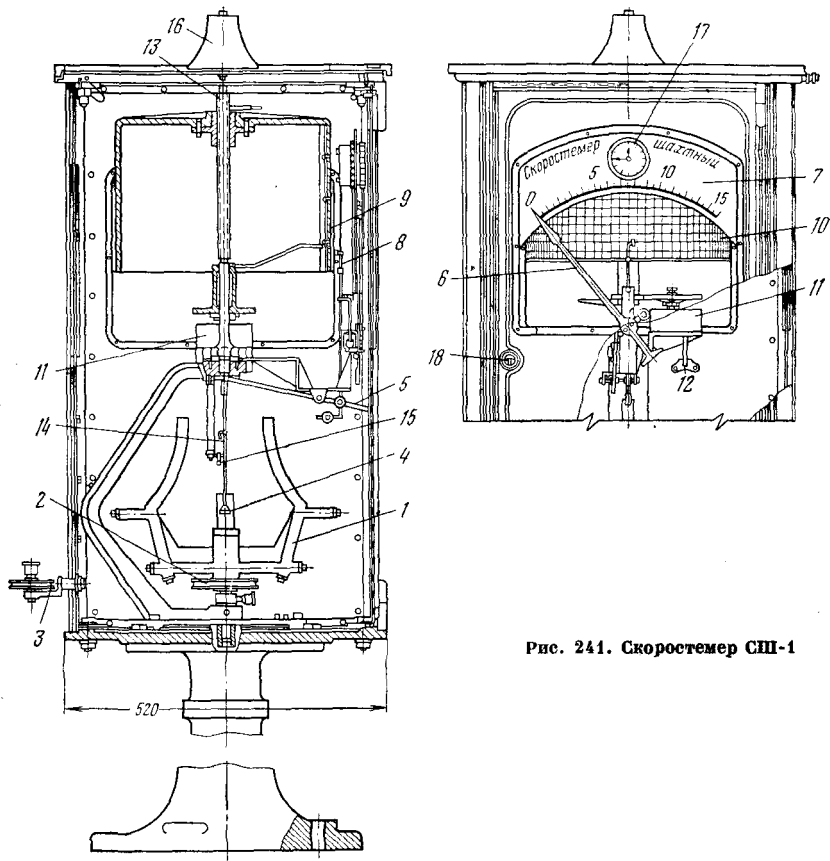


Рис. 241. Скоростемер СШ-1

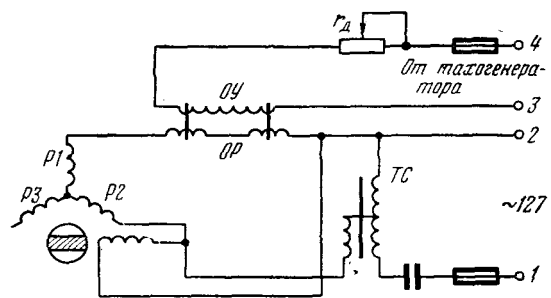


Рис. 242. Схема сельсинного привода к скоростемеру СШ-1

Скоростемер СШ-1 недостаточно чувствителен к малым скоростям. Этот недостаток устраняется применением сельсина, установленного в корпусе скоростемера СШ-1 на место кронштейна, несущего рычажную систему.

На одном конце вала ротора сельсина закрепляется стрелка скоростемера, а на другом — рычаг с грузом, создающим противодействующий момент при отклонении стрелки.

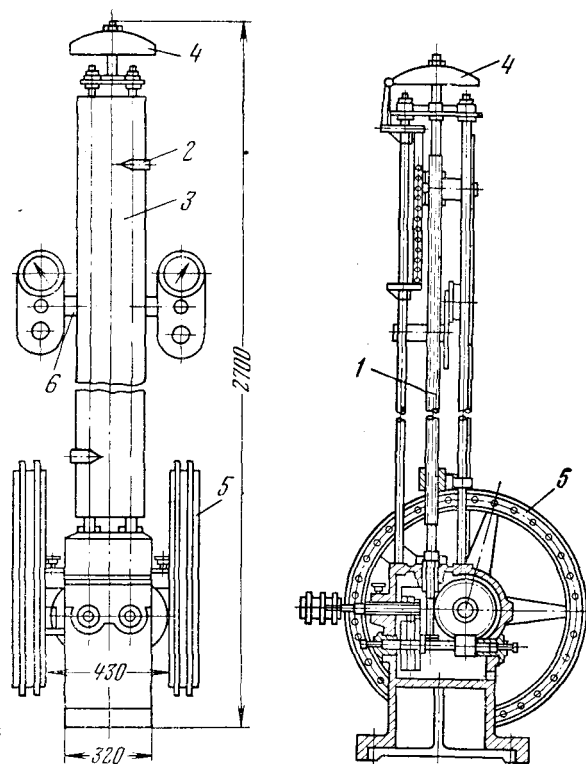


Рис. 243. Указатель глубины ДМЗ

Ток, пропорциональный напряжению тахогенератора, а следовательно, и скорости подъема обтекает обмотку управления *OU* дросселя насыщения (рис. 242). При этом изменяются подмагничивание дросселя и ток в обмотке синхронизации *P1—P2*, которая подключена к источнику переменного тока через трансформатор *ТС* последовательно с рабочими обмотками *OP* дросселя. Ротор сельсина поворачивается до установления равновесия с противодействующим моментом. Стрелка при этом показывает скорость подъема.

Указатель глубины ДМЗ (рис. 243) состоит из двух вертикальных винтовых шпинделей *I*, приводимых во вращение от вала барабана. При одном жестко заклиненном на валу барабана и

другом переставном один шпindelь связан с валом барабана, а другой — со ступицей переставного барабана. По винтовым шпинделям перемещаются две гайки со стрелками 2. Каждая стрелка соответствует определенному подъемному сосуду. По положению стрелок 2, перемещающихся вдоль вертикальной планки 3, на которой нанесена глубина шахты, судят, где находятся в данный момент сосуды.

На указателе глубины устанавливается звонок 4, указывающий на начало замедления, диск 5 и траверса 6 для измерительных приборов.

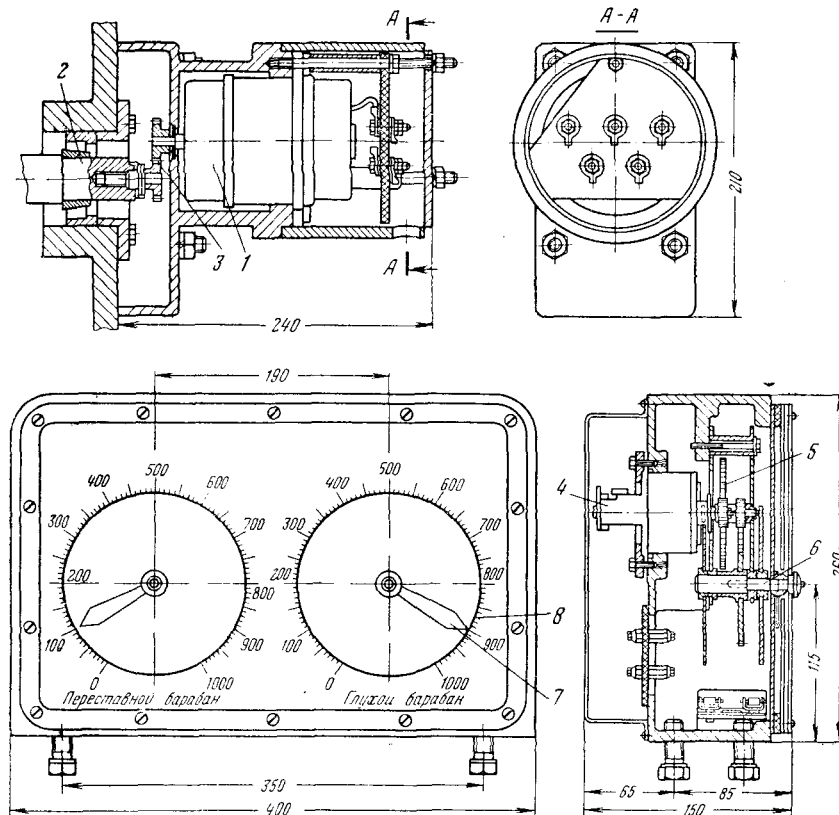


Рис. 244. Сельсинный указатель глубины

Сельсинные указатели глубины, механически не связанные с валом машины, имеют сельсинный датчик, соединенный через вал 2 (рис. 244) и зубчатую передачу 3 с ограничителем скорости. Сельсинный приемник 4, установленный на пульте управления, связан с датчиком 1. Первичные обмотки датчика и приемника питаются однофазным током, а их вторичные трехфазные обмотки соединены между собой. При неподвижном датчике и приемнике в трехфазных обмотках индуцируются одинаковые э. д. с. и ток по проводам не протекает.

Во время работы установки ограничитель скорости вращает обмотку датчика, равенство э. д. с. нарушается и обмотка приемника начинает вращаться. Вращение передается через редуктор 5 валу 6 и стрелке 7, которая на шкале 8 показывает положение подъемных сосудов в стволе.

§ 6. ЦЕПЬ И АППАРАТЫ ЗАЩИТЫ

Аппараты защиты подъемной установки необходимы для контроля за величинами, характеризующими ее работу (положение подъемных сосудов в стволе и их скорость, нагрузка двигателя и т. д.), и для остановки машины предохранительным тормозом при опасном отклонении указанных величин от допустимых.

Аппарат защиты состоит из индикатора (электрический мост, центробежный регулятор, тахогенератор, максимальное реле и т. д.)

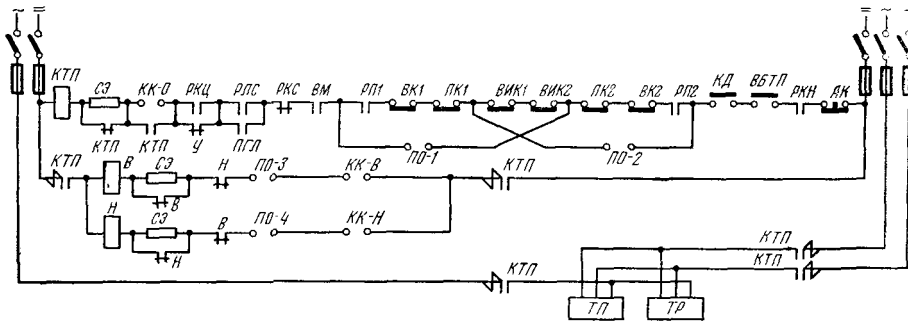


Рис. 245. Цепь защиты машин с пневматическим тормозом

и устройства включения предохранительного тормоза (тормозной электромагнит).

При действии предохранительного тормоза автоматическое выключение подъемного асинхронного двигателя производится с помощью реверсора, а двигателя системы Г—Д — разрывом главной якорной цепи.

Цепь защиты (или предохранительная цепь) представляет собой цепь контактора тормозного электромагнита (или цепь тормозного электромагнита), с катушкой которого последовательно включены контакты различных предохранительных аппаратов.

Цепь защиты машин с пневматическим тормозом показана на рис. 245. Последовательно с катушкой контактора КТП предохранительного тормоза включены следующие элементы: экономическое сопротивление СЭ, которое вводится при включении катушки КТП ее блок-контактом КТП (такие сопротивления применяются при мощных контакторах); контакт КК-0 командоаппарата, замкнутый в нейтральном положении последнего и предназначенный для блокировки, исключающей оттормаживание машины предохранительным тормозом при невозвращенной рукоятке управления

двигателем в среднее положение после действия предохранительного тормоза и шунтируемый блок-контактом *КТП* при выводе рукоятки управления из нейтрального положения; контакт реле *РКЦ*, контролирующий исправность электрического ограничителя скорости и шунтируемый во время стоянки машины контактом *У* последнего контактора ускорения; контакт *РЛС* ограничителя скорости, контролирующий скорость подъема-спуска людей и шунтируемый при транспорте груза контактом *ПГЛ* от устройства подачи сигналов; контакт *РКС* ограничителя скорости, контролирующий скорость транспорта груза; контакт *ВМ* линейного масляного выключателя, размыкающийся при выключении последнего нажатием аварийной кнопки в цепи нулевой катушки выключателя, при перегрузке двигателя и при пониженном напряжении (соответственно максимальная и минимальная защиты); контакты *РП1*, *ВК1*, *РП2* и *ВК2* соответственно бесконтактных и механических концевых выключателей, установленных на копре и указателе глубины для каждого подъемного сосуда и размыкающиеся при переподъеме подъемных сосудов; контакты *ПК1* и *ПК2* выключателей защиты от провисания канатов; контакты *ПО-1* и *ПО-2* обходных переключателей для шунтирования контактов *РП1*, *ВК1*, *РП2*, *ВК2*, *ПК1* и *ПК2* для восстановления цепи защиты при ликвидации переподъема и напуска каната и контактов *ВИК1* и *ВИК2* выключателей защиты от чрезмерного износа тормозных колодок, причем блок-контакты *ПО-3* и *ПО-4* обходных переключателей включены в цепь реверсирующих контакторов *В* и *Н* для блокировки, исключающей движение машины в сторону усиления переподъема, а также для невозможности включения подъемного двигателя после ликвидации переподъема при невозвращенном в исходное положение обходном переключателе; контакт *КД* выключателя понижения давления, размыкающийся при опускании тормозного груза в связи с понижением давления в воздушной системе тормоза; контакт *ВБТП* блокировочного выключателя предохранительного тормоза, размыкающийся при воздействии машиниста на рукоятку (или кнопку) предохранительного тормоза, при переподъеме подъемного сосуда и при срабатывании механического ограничителя скорости в связи с недопустимой скоростью подъемных сосудов; контакт *РКН* контроля за исправностью цепей возбуждения при динамическом торможении подъемного двигателя; аварийная кнопка *АК* для разрыва цепи защиты машинистом.

При разрыве цепи каким-нибудь контактом контактор *КТП* обесточивается и разрывает свои контакты *КТП* в цепи реверсирующих контакторов *В* и *Н* и в цепи тормозных электромагнитов предохранительного *ТП* и рабочего *ТР* тормозов, поэтому вводится в действие предохранительный тормоз и отключается подъемный двигатель.

Цепь защиты машин ДМЗ с гидравлическим тормозом аналогична описанной схеме, но с применением дополнительно кнопки «Пуск» для устранения опасности произвольного снятия аварийного торможения при установке рукояток управления двигателем и рабочим тормозом в исходное положение; контакта центробежного реле,

размыкающегося при превышении скорости на 15% по сравнению с расчетной; контакта реле давления, размыкающегося при понижении давления в маслопроводе тормозной системы.

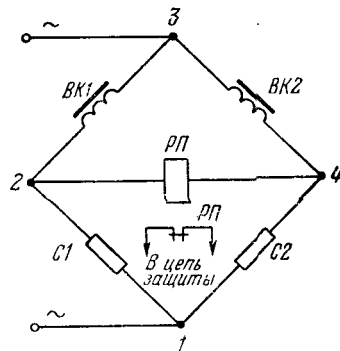


Рис. 246. Концевой выключатель ВВД

Концевые выключатели, служащие для предотвращения переподъема подъемных сосудов, по принципу действия бывают контактные и бесконтактные; в зависимости от места их установки различают: выключатель на копре и на указателе глубины.

Контактный копровый концевой выключатель представляет собой заключенный в корпус рубильник. Контакты его находятся в цепи защиты и размыкаются, когда подъемный сосуд, поднявшись на 50 см выше нормального положения разгрузки, упрется в рычаг выключателя. Контактный концевой выключатель на указателе глубины размыкает свои контакты при переподъеме кулачком диска

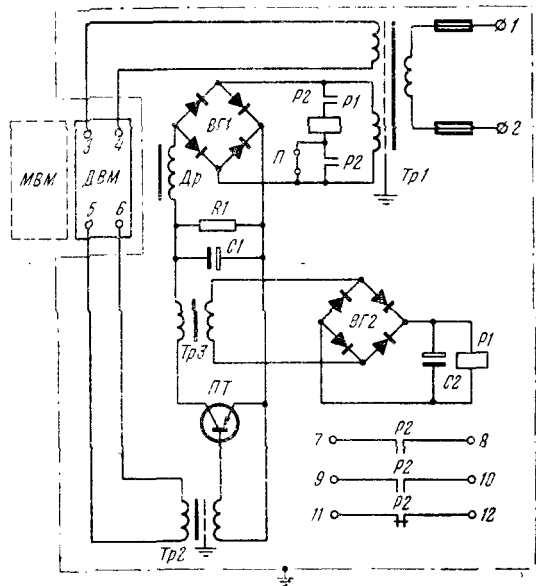


Рис. 247. Концевой выключатель ВМ

указателя глубины. Недостатки контактных концевых выключателей: быстрый износ, отказ в действии при замыкании токоведущих проводов к выключателю, а также при обледенении его на копре.

В бесконтактных индукционных концевых выключателях ВБД (рис. 246) электромагнитные датчики *ВК1* и *ВК2* с установочными сопротивлениями *С1* и *С2* включены в мостовую схему. При отсутствии подъемных сосудов вблизи датчиков и при питании моста через точки *1* и *3* разность потенциалов в точках *2* и *4* равна нулю. При появлении стальной массы сосуда вблизи датчика индуктивность его изменяется, вследствие чего изменяется сопротивление одного из мостов. Теперь в точках *2* и *4* появляется разность потенциалов, поляризованное реле *РП* размыкает свой контакт в цепи защиты машины. Недостатком выключателя *ВБД* является то, что при потере питания схемы аварийное торможение не произойдет.

Бесконтактные магнитные концевые выключатели *ВМ* (рис. 247), не имеющие недостатков выключателя *ВБД*, состоят из постоянного магнита *МВМ*, закрепленного на подъемном сосуде, датчика *ДВМ* на копре и станции управления *СВМ* в здании машины.

При подаче питания на клеммы *1* и *2* трансформатора *Тр1* появляется напряжение на клеммах *3* и *4* датчика *ДВМ*. Датчик с клемм *5* и *6* выдает выходной сигнал, который через трансформатор *Тр2*, транзисторный усилитель *ПТ* и трансформатор *Тр3* поступает на выпрямитель *ВГ2* и затем на промежуточное реле *Р1*. Реле *Р1* замкнет контакт *Р1* в цепи реле *Р2*, которое, в свою очередь, замкнет контакт *Р2* (клеммы *7—8*) в цепи защиты. При прохождении магнита *МВМ* вблизи датчика *ДВМ* выходной сигнал последнего снижается до величины, меньшей порога чувствительности усилителя *ПТ*. Ток в реле *Р1* снижается до нуля, отчего разомкнется контакт *Р1* в цепи реле *Р2*. В связи с этим контакт *Р2* в цепи защиты разомкнется. Контакты *Р2* (клеммы *7—8*, *9—10*, *11—12*) и перемычка *П* позволяют расширить область применения выключателя при автоматизации подъемных установок. На рис. 247 показаны также: *ВГ1* — выпрямитель, питающий транзисторный усилитель *ПТ*; *Р1* — резистор, создающий постоянную нагрузку на выпрямитель *ВГ1*; *Др* — дроссель и конденсатор *С1*, образующие фильтр сглаживания пульсации в цепи транзисторного усилителя *ПТ*, для этих же целей предназначен конденсатор *С2*. Выключатели *ВБД* или *ВМ* устанавливаются на копре и применяются в сочетании с механическими выключателями на указателе глубины.

После остановки машины под действием концевого выключателя необходимо опустить подъемный сосуд к приемной площадке. При этом восстановление цепи защиты машины производится с помощью обходных переключателей (см. рис. 245).

Концевой выключатель является надежной защитой от переподъема только при определенных предельных скоростях сосудов, поэтому при максимальной скорости клетей выше 3 м/сек и скипов — выше 4 м/сек применяются аппараты контроля скорости подхода сосудов к приемным площадкам.

О г р а н и ч и т е л и с к о р о с т и необходимы для того, чтобы не допускать превышения скорости более 15% по сравнению с расчетной и подхода подъемного сосуда к верхней приемной площадке

со скоростью более 2 м/сек. Ограничители скорости основаны на принципе сравнения заданной и действительной скоростей подъема и делятся на механические (с применением центробежного выключателя) и более совершенные электрические и индукционные.

Электрический ограничитель скорости ХЭМЗ (рис. 248, а) состоит из тахометрического генератора $TГ$ постоянного тока с независимой обмоткой возбуждения $ОВТГ$, вращаемого от подъемного двигателя $ПД$, регулятора ограничения скорости $РОС$, реле контроля скорости $РКС$, реле контроля цепи ограничителя скорости $РКЦ$ и реле скорости $РС$. $РОС$ необходим для поддержания определенного тока в цепи $TГ$ при изменении скорости вращения двигателя $ПД$.

При максимальной скорости подъема в катушке реле $РКС$ протекает ток, величина которого устанавливается номинальной э. д. с. $TГ$ и суммарным сопротивлением якоря $TГ$, катушек реле $РКЦ$ и $РКС$ и сопротивлением $РОС$, складывающимся из нерегулируемого $R_{н.с}$ и полностью введенного регулируемого R_p сопротивления. При превышении установленной максимальной скорости на 15—20% увеличивается э. д. с. $TГ$, а следовательно, и ток в его цепи, в связи с чем реле $РКС$ разрывает свой контакт в цепи защиты, машина затормаживается предохранительным тормозом, а двигатель $ПД$ отключается от сети.

В период замедленного движения происходит уменьшение э. д. с. $TГ$ (пропорционально снижению скорости) и одновременно профиль ретардирующего диска, действуя на контактную щетку регулятора $РОС$, обеспечивает ступенчатое уменьшение его сопротивления на величину, пропорциональную пути, пройденному подъемным сосудом по принятой диаграмме скорости.

При выполнении в период замедления заданной диаграммы скорости ток в цепи реле $РКС$ при выведении сопротивления регулятора $РОС$ поддерживается примерно постоянным и меньше тока втягивания сердечника реле $РКС$. При недопустимом превышении скорости ток в цепи реле $РКС$ увеличивается и контакт его разрывает цепь защиты.

Если скорость транспортирования груза больше скорости спуска-подъема людей, то последняя контролируется с помощью реле людской скорости (на рис. 248, а не показано), включенного последовательно с реле $РКС$, но настроенного на меньший ток, чем реле $РКС$, с шунтированием контакта реле людской скорости в цепи защиты при подаче сигнала о транспортировании груза.

При замедлении чувствительность ограничителя скорости уменьшается, так как при низкой скорости не достигается точное ее регулирование и ограничитель может сработать при отсутствии в этом необходимости. Поэтому по мере уменьшения скорости сопротивление R_p уменьшается так, чтобы ток в цепи $TГ$ стал несколько меньше по сравнению с током при равномерном движении. Невыключаемое сопротивление $R_{н.с}$ необходимо для уменьшения нечувствительности

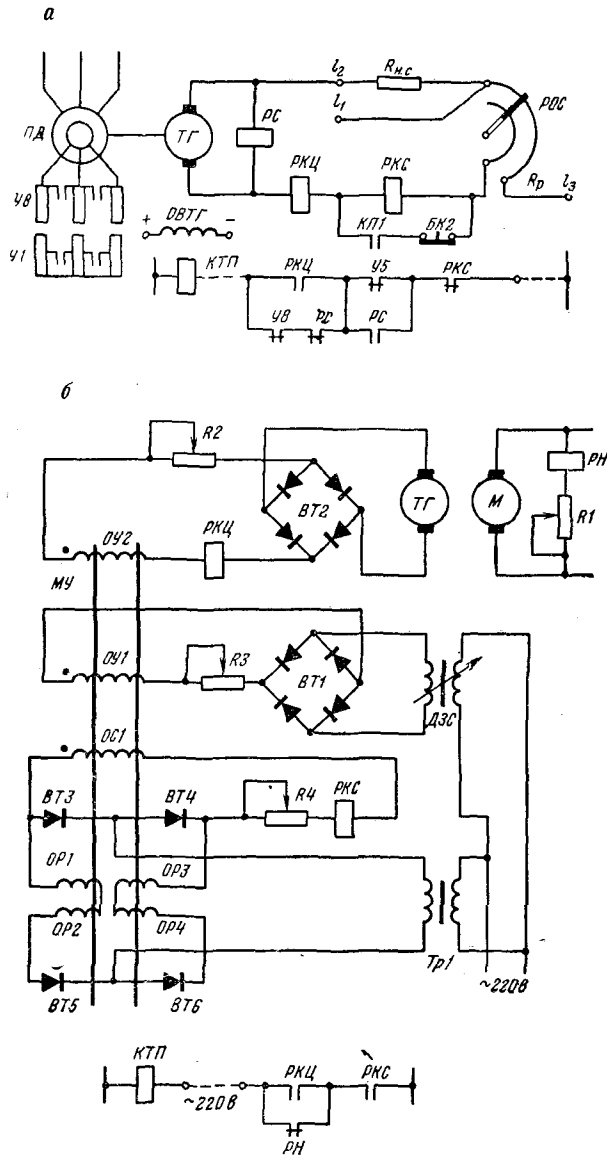


Рис. 248. Ограничители скорости ХЭМЗ:
а — с аппаратом РОС; **б** — индукционный

схемы при малой скорости (дотягивания сосуда), когда уже все сопротивление R_p выведено.

Исправность ограничителя скорости контролируется реле $PKЦ$, которое включается при 0,38 а и отключается при 0,15 а. Так как реле PC включается при большей скорости (большей величине тока в его цепи), чем реле $PKЦ$, то при неисправности ограничителя скорости контакт реле $PKЦ$ в цепи защиты остается разомкнутым, т. е. происходит аварийное торможение. При остановленной машине контакт реле $PKЦ$ в предохранительной цепи шунтируется контактами PC и $У8$ контактора последней ступени роторного сопротивления двигателя $ПД$.

В случае неисправности реле PC предохранительное торможение происходит при скорости, соответствующей пятой роторной ступени $У5$ сопротивления двигателя $ПД$, когда скорость достигает примерно половины номинальной и предохранительное торможение оказывается менее резким, чем при полной скорости. Так как продолжительность ускоренного и замедленного движения может быть неодинаковой, а настройка реле PKC производится по отклонениям скоростей при замедлении, то реле PKC может включаться и во время ускоренного движения. Для того чтобы реле PKC производило контроль только во время равномерного хода и замедления, катушка реле PKC переключена «з» контактом пускового контактора $KП1$ и блок-контактом $БК2$ регулятора POC , который разрывается при введении в цепь $TГ$ всего сопротивления.

При пуске машины катушка реле PKC шунтирована контактами $KП1$ и $БК2$. В начале равномерного хода машины блок-контакт $БК2$ размыкается, в начале замедления — замыкается, а контакт $KП1$ размыкается.

Бесконтактный индукционный ограничитель скорости ХЭМЗ по сравнению с электрическим ограничителем скорости имеет следующие преимущества: а) повышенную надежность в связи с заменой скользящего щеточного контакта POC бесконтактным индукционным датчиком напряжения; б) возможность (в связи с малой потребляемой мощностью контурами заданной и действительной скорости) применения в качестве датчиков заданной скорости маломощных индукционных командоаппаратов и одного и того же тахогенератора для авторегулирования скорости и для защиты от недопустимого превышения ее; в) более точное изменение тока в катушке реле PKC в связи с заменой ступенчатого изменения сопротивления POC бесступенчатым изменением напряжения индукционного датчика, что упрощает расчет и построение профилей ретардирующего диска.

В схеме индукционного ограничителя скорости, основанного на принципе сравнения заданной и действительной скорости, применены тахогенератор $TГ$; бесконтактный командоаппарат (индукционный датчик заданной скорости) $ДЗС$; магнитный усилитель $МУ$; реле контроля скорости PKC ; реле контроля цепи $PKЦ$ и реле напряжения PH (рис. 248, б). Ампер-витки обмотки управления $ОУ1$ магнитного усилителя $МУ$, включенной в цепь статора датчика $ДЗС$,

пропорциональны заданной скорости, так как напряжение датчика изменяется при повороте его ротора под действием профиля ретардирующего диска. Ампер-витки обмотки управления OY_2 , включенной в цепь $TГ$, пропорциональны действительной скорости подъема. Ампер-витки обмоток OY_1 и OY_2 направлены встречно друг другу и так как они примерно равны, то реле PKC обтекается номинальным током и все время будет включенным.

Если действительная скорость подъема, превысив заданную, станет недопустимой, то ампер-витки обмотки OY_1 будут больше ампер-витков обмотки OY_2 , отчего через реле PKC протекает малый ток и это реле разрывает свой контакт в предохранительной цепи.

Контроль цепи тахогенератора производится реле $PKЦ$. Так как это реле не может быть включено на всем диапазоне изменения скорости, его контакт в предохранительной цепи зашунтирован контактом реле PH , включающимся при напряжении тахогенератора несколько большем, чем напряжение реле $PKЦ$.

На рис. 248, б кроме того показаны: M — подъемный двигатель, $R1 \div R4$ — установочные резисторы, $BT1$ и $BT2$ — выпрямительные мосты питания обмоток управления OY_1 и OY_2 ; $OC1$ — обмотка обратной связи магнитного усилителя; $BT3 \div BT6$ — выпрямители, образующие вместе с рабочими обмотками $OP1—OP4$ магнитного усилителя мостовую схему питания реле PKC ; $Tr1$ — трансформатор.

§ 7. СХЕМЫ КОММУТАЦИИ

Управление подъемными установками может быть: ручным, производимым машинистом; полуавтоматическим, при котором вручную подается только импульс на пуск; автоматическим, без вмешательства человека.

Автоматизация управления асинхронным двигателем в период ускоренного движения производится при помощи реле времени и использования для коррекции токового реле, реагирующего на перегрузку подъемного двигателя.

В период равномерного движения при замкнутом накоротко роторе применение средств автоматики не требуется.

Наиболее трудно автоматизировать управление в период замедленного движения, так как в этот период необходимо осуществлять тормозные и малые двигательные моменты при пониженной скорости движения.

Важнейшим элементом автоматики является регулятор хода, который должен обеспечить выполнение заданной диаграммы скорости. Регулятор хода с помощью измерительного звена производит сравнение фактической и заданной диаграммы скорости и направляет результаты сравнения в усилительное звено, которое с помощью исполнительного звена воздействует на органы управления машиной.

Так как регулятор хода не может обеспечить точное выполнение заданной диаграммы скорости, то она сама должна компенсировать неточность работы регулятора. При скипах такой диаграммой является

диаграмма, в которой период движения после равномерного движения разбит на три части (см. рис. 207): первая часть — период с замедлением j_3 ; вторая часть — период движения со скоростью v'' , при котором компенсируется неточность работы регулятора хода и подъемные сосуды с малой скоростью подходят к месту полной остановки; третья часть — период с замедлением j'' , в конце которого сосуды подошли к приемным площадкам и там остановлены.

Скорость v'' , как показывает практика, должна быть около 0,6 м/сек, а регулятор хода должен обеспечивать отклонение этой скорости не более чем на $\pm 0,2$ м/сек.

Автоматизация управления системы Г—Д по сравнению с асинхронным двигателем осуществляется проще, так как механические характеристики привода Г—Д больше подходят для специфических условий работы подъема.

Для автоматического управления приводом Г—Д используют его квадратичную схему с электромашинным усилителем с поперечным полем или схему последовательного самовозбуждения. Благодаря этому механические характеристики привода системы Г—Д становятся практически параллельными оси моментов, и в связи с уменьшением влияния остаточного магнетизма расширяются пределы регулирования скорости подъемной машины.

Взаимосвязь привода, аппаратов управления и защиты устанавливается в схеме коммутации подъемной машины. Такая схема подъемной установки, но с автоматизацией процесса пуска двигателя показана на рис. 249.

Для облегчения чтения схемы выделим следующие цепи. В цепь I высоковольтного распределительного устройства, входят два разъединителя $P1$ и $P2$ рабочего и резервного высоковольтных кабелей, масляный выключатель BM , два трансформатора тока $TT1$ и $TT2$, трансформатор напряжения $TН$. От трансформаторов $TT1$ и $TT2$ питаются максимальные катушки $МК$, токовое реле PTU и амперметр A . От трансформатора $TН$ питаются нулевая катушка $НК$, вольтметр B , зеленая $ЛЗ$ и красная $ЛК$ сигнальные лампы, указывающие соответственно на выключение и включение выключателя BM . В цепи катушки $НК$ включен контакт $КА$ ножной аварийной кнопки и контакт $ДЛ$ кнопки на двери лестницы балкона реверсора, выключающий выключатель BM при открывании этой двери.

Силовая цепь II подъемного двигателя M состоит из контактов $Л$ линейного контактора (в последних конструкциях реверсоров не применяется), контактов B («Вперед») и H («Назад») реверсора. В цепь ротора двигателя M включены ящики сопротивлений, ступени которого шунтируются с помощью контактов $У1$ — $У8$ контакторов ускорения.

Цепь III источников постоянного тока — генераторы $BГ1$ и $BГ2$ с обмотками возбуждения $OBВГ1$ и $OBВГ2$ и установочными сопротивлениями $СУВГ1$ и $СУВГ2$ с переключателем $П$.

От источника постоянного тока питаются цепи: защиты (IV) — контактора $КТП$; катушек B , $Л$ и H контакторов реверсора с контак-

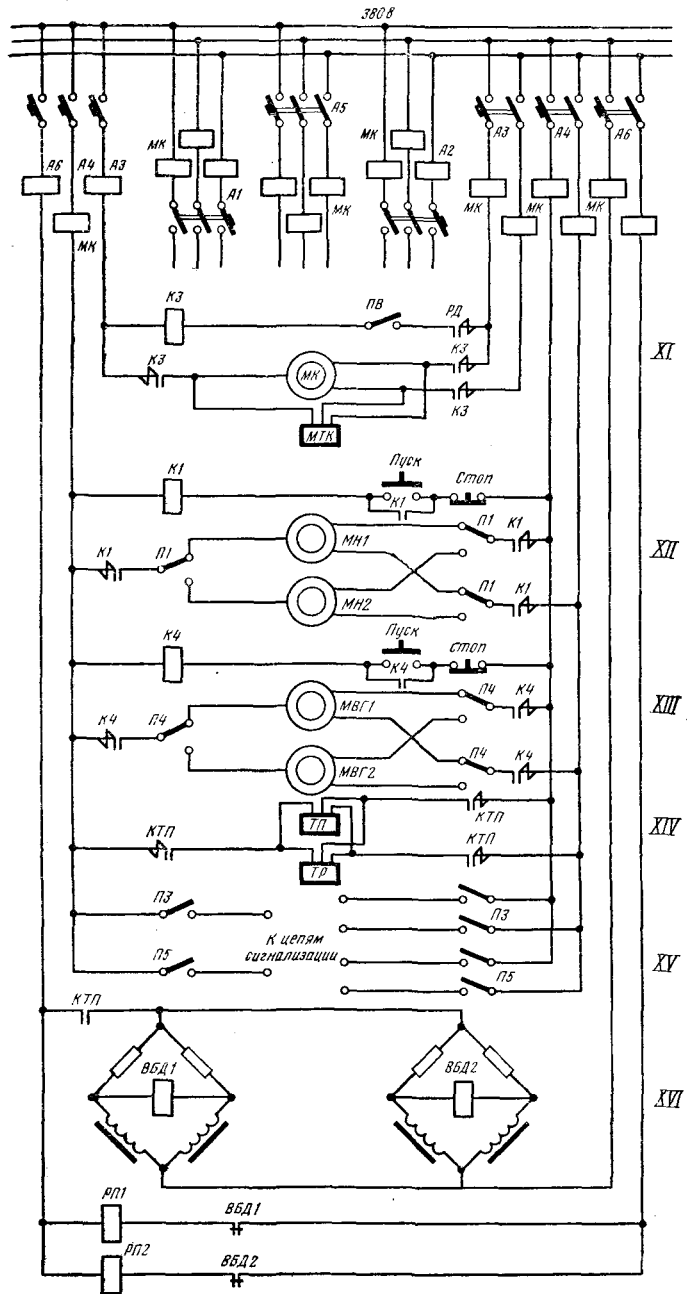
тами командоаппарата (командоконтроллера) *КК* (*V*) и катушек *У1—У8* контакторов ускорений с контактами командоаппарата *КК* (*VI*); реле *РДБ* дуговой блокировки (*VII*), катушек *РУ1—РУ8* реле времени (*VIII*); катушки шунтирующего реле *РШ*, необходимого для шунтирования контакта *РКЦ* в цепи защиты в период разгона машины, с контактами *КБ*, управляемыми от рычага электрического ограничителя скорости (*IX*); катушки реле *РП* с контакторами тепловых детекторов *ТС* (*X*) для контроля температуры трущихся частей.

От шин переменного тока низкого напряжения 380 в с рабочим *A1* и резервным *A2* вводами от трансформаторов собственных нужд через автоматы *A3*, *A4*, *A5* получают питающие цепи: двигателя тормозного компрессора *МК* с автоматическим контакторным пуском с помощью реле давления *РД* и электромагнитом *МТК* запорно-разгрузочного клапана, разгружающего от противодействия нагнетательный клапан и поршень компрессора при пуске (*XI*); двигателей *МН1* и *МН2* маслонасосов смазки (рабочего и резервного) с контакторным пуском с помощью кнопок (*XII*); двигателей *МВГ1* и *МВГ2* генераторов постоянного тока с контакторным пуском с помощью кнопок (*XIII*); электромагнитов *ТР* и *ТП* соответственно рабочего и предохранительного тормозов с включением от контактора цепи защиты (*XIV*); сигнализации (*XV*); бесконтактных концевых выключателей *ВВД1* и *ВВД2* (*XVI*). Фидер, питаемый через автомат *A5*, является резервным.

При подготовке схемы к работе включаются разъединители *Р1* и *Р2* и выключатель *ВМ*, автоматы *A1—A4*, выключатель *ПВ* двигателя *МК* тормозного компрессора, переключатель *П1* и кнопка «Пуск» двигателей маслонасосов смазки, переключатель *П4* и кнопка «Пуск» двигателей *МВГ1* или *МВГ2*, выключатель *П3* в цепях сигнализации, переключатель *П* в цепи *III*; при включении последнего переключателя реле времени *РУ1—РУ8* обтекаются током и размыкают свои контакты в цепях катушек контакторов *У1—У8*.

Рукоятку командоаппарата ставят в нулевое положение, рукоятку рабочего тормоза — в положение «Заторможено», а рукоятку предохранительного тормоза — в положение «Отторможено». При этом в цепи защиты замыкается контакт *ВВТII* и катушка *КТII* обтекается током, включаются ее контакты *КТII* в цепях *IV*, *V*, *VI*, *XIV* и *XVI*. Так как при этом электромагниты *ТП* и *ТР* предохранительного и рабочего тормозов обтекаются током, то машина оттормаживается предохранительным тормозом и остается заторможеной рабочим тормозом. При включении контактора *КТII* контактом *КТII* вводится в цепь катушки экономическое сопротивление *СЭ* (сопротивление *СЭ* применяют при всех мощных контакторах), другой контакт шунтирует контакт *КК-0*, что позволяет передвигать рукоятку командоконтроллера без разрыва цепи защиты.

Пуск машины производится после получения исполнительного сигнала. При подаче этого сигнала замыкается контакт *КИС* в цепи катушек реверсора.



асинхронным двигателем

При пуске машины машинист передвигает рукоятку рабочего тормоза в положение «Расторможено», а рукоятку командоаппарата — в соответствующее крайнее положение. При перемещении рукоятки командоаппарата в направлении, например, «Вперед» замыкаются контакты командоконтроллера *КК-3*, *КК-5* . . . *КК-11*.

Катушки реверсора *B* и *L* обтекаются током и их контакты *B* и *L* замкнутся в силовой цепи, благодаря чему в обмотке статора двигателя *M* будет подведено напряжение.

При замыкании блок-контакта *B* в цепи катушки *РДБ* разомкнется контакт *РДБ* в цепи катушки реле *РУ1*. Реле *РУ1* с выдержкой времени замкнет свой контакт *РУ1* в цепи катушки контактора *У1* и последний своими контактами *У1* зашунтирует первую ступень сопротивления в цепи ротора двигателя *M*, «з» блок-контакт *У1* в цепи катушек реле *РУ2—РУ8* замкнется, а «р» контакт разомкнется.

Так как при шунтировании первой ступени сопротивления реле *РТУ* еще не срабатывает, реле *РУ2* при включении контактора *У1* сразу обесточивается и с выдержкой времени замыкает свой контакт в цепи катушки контактора *У2*. Контактор *У2* шунтирует вторую ступень сопротивления в цепи ротора двигателя *M* и своим «з» блок-контактом подготовит цепь питания катушки реле *РУ3* через контакт реле *РТУ*.

Если при шунтировании второй ступени сопротивления толчок тока в статоре получается достаточно большим, то реле *РТУ* срабатывает и замыкает свой контакт в цепи реле *РУ3* и держит его замкнутым до тех пор, пока ток в статоре по мере увеличения скорости вращения ротора не снизится до величины, при которой реле *РТУ* разомкнет свой контакт в цепи реле *РУ3*. Реле *РУ3* с выдержкой времени замкнет свой контакт в цепи катушки контактора *У3*, который зашунтирует еще одну ступень сопротивления в цепи ротора и подготовит цепь питания реле *РУ4* через контакт реле *РТУ*. Такой пуск двигателя будет продолжаться до тех пор, пока не будет зашунтирована последняя ступень сопротивления в цепи ротора двигателя *M*.

Контроль скорости осуществляется с помощью тахогенератора *ТГ* с реле *РКС* (транспортирование груза) и *РЛС* (транспортирование людей). В начале замедленного движения подъемной машины машинист переставляет рычаг управления двигателем в среднее положение и подтормаживает машину рабочим тормозом. Когда подъемные сосуды подойдут к приемным площадкам, машина затормаживается.

Схема коммутации подъемной машины с асинхронным двигателем и масляным тормозом, будучи принципиально такой же, как и схема на рис. 249, отличается от нее: цепью защиты — вместо двух тормозных электромагнитов применен электромагнит предохранительного тормоза; вместо двигателя тормозного компрессора применены двигатели тормозных маслонасосов (рабочего и резервного).

Глава VII

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Здание подъемных машин имеет зал и подвал (для некоторых типов машин с гидравлическим тормозом надобность в подвале отпадает).

В стене здания имеется монтажный проем шириной на 1,2—1,5 м и высотой на 0,5 м больше диаметра органов навивки канатов.

При системе Г — Д зал делится на два помещения: для подъемной машины и для преобразовательной группы.

В машинном зале располагаются органы навивки, редуктор, двигатель, распределительное устройство, реверсор, пульт управления, скоростемер, указатель глубины, в подвале — роторная магнитная станция, ящики сопротивлений, тормоз, аккумуляторные батареи аварийного освещения.

В здании подъемной машины для монтажных и ремонтных работ имеется подъемный кран грузоподъемностью 15 тс при диаметре барабана до 4 м включительно и 20 тс — при диаметре больше 4 м.

Рабочее освещение осуществляется от сети 220 в, аварийное — от аккумуляторных батарей напряжением 12 в светильниками на указателе глубины, около пульта, над двигателем, на распределительном устройстве и вблизи тормоза, ремонтное освещение — переносными лампами напряжением 12 в от трансформаторов 220/12 в.

Температура в здании должна быть не ниже 12° С и поддерживается зимой с помощью центрального отопления.

Здание подъемной машины должно быть обеспечено противопожарными средствами.

Согласно ПБ при каждой подъемной установке должны быть: паспорт подъемной машины, схема тормоза, схема коммутации, инструкция по монтажу, уходу и эксплуатации, прошнурованные журналы: «Книга записи осмотра подъемной установки», «Книга записи осмотра подъемных канатов и их расхода» и «Книга приемки и сдачи смен». В машинном зале в рамке под стеклом вывешивается инструкция для машиниста.

Подъемная установка находится в ведении главного механика шахты. По ПБ к машинистам подъемов предъявляются определенные требования, касающиеся стажа их работы на шахте, медицинского освидетельствования, сдачи экзаменов на право управления подъемной машиной и стажировки по управлению машиной. В обязанности машиниста входят прием-сдача смены, управление, уход и надзор за машиной.

О приеме-сдаче смены извещаются стволовой и рукоятчик, при этом машина затормаживается, выключается высоковольтное распределительное устройство и машинисты осматривают и проверяют исправность машины и расписываются о приеме-сдаче смены в журнале. О замеченных неисправностях докладывают главному механику шахты, который обязан записать в книгу приема-сдачи смены

причины повреждений и меры, принятые для устранения неисправностей.

Согласно ПБ на всех посадочных площадках и в зале должны быть вывешены объявления, в которых указаны: фамилия лица, отвечающего за спуск и подъем людей, условное значение сигналов, число людей, одновременно помещающихся в клетки.

Каждый непонятный сигнал должен быть воспринят машинистом как сигнал «Стоп», после чего выясняется причина неясного сигнала. Во время спуска-подъема людей кроме дежурного машиниста присутствует запасной машинист, в обязанность которого входит наблюдение за подъемом и спуском и принятие необходимых мер в случае нарушения нормальной работы установки. Спуск и подъем людей производятся только после предварительного перегона клетей вхолостую.

Каждая аварийная остановка машины, а также все замеченные повреждения должны быть записаны машинистом в журнал. Машину можно пускать в ход после того, как установлена причина предохранительного торможения.

На установке должны быть в резерве: подъемный сосуд, предохранительные цепи, стержень и пружина парашютов, копровый шкив, секция обмотки подъемного двигателя, двигатель компрессора, комплект футеровки и тормозных колодок, быстро изнашивающиеся части к аппаратам управления и защиты и испытанный подъемный канат (при многоканатных установках — полный комплект подъемных канатов), а также уравнивающий канат, если он применяется.

Особенности эксплуатации многоканатных установок по сравнению с одноканатными определяются меньшими размерами машины, расположением ее на копре и необходимостью равномерного распределения нагрузки между всеми подъемными канатами. Для этого применяются специальные уравнивательные устройства на подъемных сосудах или при жестком креплении концов канатов — периодический контроль при помощи динамометров за величиной усилий в канатах и выравнивание усилий при помощи специальных регулировочных устройств, встроенных в подвесные устройства подъемных сосудов.

Особое внимание при эксплуатации должно быть обращено на точность проточки ручьев многоканатного ведущего шкива. При несоблюдении этого радиусы навивки могут быть различными, а распределение нагрузки в канатах неравномерным, в связи с чем возникает опасность прогрессирующего аварийного износа ручьев.

При многоканатных установках для уменьшения расхода канатов, уменьшения простоев, вызванных навеской и регулировкой их длины, большое значение имеет увеличение срока службы канатов. Исходя из этого следует применять многопрядные некрутящиеся и закрытые канаты.

П л а н о в о - п р е д у п р е д и т е л ь н ы й р е м о н т с о с т о и т и з п е р и о д и ч е с к и п о в т о р я ю щ и х с я м е р о п р и я т и й п о п р о в е д е н и ю з а п л а н и р о в а н н ы х в о в р е м е н и п р о ф и л а к т и ч е с к и х р а б о т п о о с м о т р у,

уходу и надзору с устранением неисправностей, а также ремонтов, восстанавливающих работоспособность оборудования установки.

В Положении о планово-предупредительном ремонте оборудования и транспортных средств угольной и горнорудной промышленности изложены классификация и основные нормативы ремонтов, основное содержание видов ремонтов и межремонтного обслуживания, организация и проведение ремонтов, планирование ремонтов, документация и другие вопросы.

Планово-предупредительный ремонт состоит из совокупности работ по:

смазке, подтягиванию крепежа, регулировке, очистке и другим работам, снижающим интенсивность износа и предупреждающим неисправности;

осмотру и проверке состояния и работы механизмов, узлов и деталей для своевременного выявления неисправностей;

замене или восстановлению деталей и устранению неисправностей.

Согласно указанному Положению установлены следующие виды планово-предупредительного ремонта:

а) межремонтное техническое обслуживание:

ежесменное техническое обслуживание О;

ежесуточная проверка правильности эксплуатации и технического состояния П;

ежемесячные ремонтные осмотры РО;

для электрооборудования вводятся и полумесячные ремонтные осмотры по сокращенной программе РОС;

б) плановые ремонты:

текущие ремонты Т;

полугодовые и годовые наладка и ревизия (для сложного или уникального оборудования) НРП и НРГ;

капитальные ремонты К.

Подъемные канаты осматриваются, испытываются и контролируются в сроки, указанные в ПБ, с записью результатов осмотра в «Книгу записей осмотра подъемных канатов и их расхода».

Подъемные сосуды, подвесные устройства, парашюты, проводники, стопоры, загрузочные и разгрузочные устройства, копровые шкивы, органы навивки, двигатель, аппаратура управления и защиты осматриваются и проверяются ежесуточно механиком подъема. Испытания парашютов производятся согласно ПБ один раз в 6 месяцев в соответствии со специальной инструкцией.

Кроме ежесуточного осмотра, еженедельно производится более детальный осмотр: рычажной системы управления, тормозных колодок и их крепления, привода тормоза, механизма перестановки барабанов, редуктора и соединительных муфт, деталей указателя глубины и ограничителя скорости, компрессора и воздушной системы, маслостанции и смазочной системы, электродвигателя и электроаппаратуры.

Не реже одного раза в 15 дней главный механик шахты проверяет правильность работы предохранительного тормоза и выключателей

против переподъема путем искусственного переподъема при замедленной скорости.

Результаты осмотра и проверки записываются в «Книгу записей осмотров подъемной установки», которая имеет два раздела. В первом разделе против каждого объекта осмотра отмечаются: Н — объект неисправен, У — объект исправен, — осмотра не было. Во втором разделе записываются характер и степень неисправности объекта. Главным механиком шахты устанавливаются мероприятия по устранению обнаруженных дефектов и ответственное за устранение дефектов лицо.

Согласно ПБ не реже одного раза в год главным маркшейдером шахты производится проверка правильности установки копровых шкивов относительно оси ствола и оси подъема, а также вертикальность средней плоскости их желобов и горизонтальность оси вращения.

Подъемная установка не реже одного раза в 6 месяцев должна подвергаться ревизии и испытанию специализированной бригадой с участием главного механика шахты, после чего составляется акт, утверждаемый главным механиком комбината. Один раз в два года специализированная бригада должна производить ревизию и наладку подъемной установки. После проведения этой работы комиссия в составе главного механика шахты, представителя комбината и наладочной бригады производит контрольные испытания подъемной установки, о чем составляется протокол, утверждаемый главным механиком комбината.

При проверке состояния и испытания установки, проводимых в соответствии с «Инструкцией по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок», необходимо выявить и устранить неисправности и повреждения установки, привести режим ее работы в соответствие с нормами.

Работы по полугодовой и двухгодичной ревизии, наладке и контрольным испытаниям производятся по графику, приведенному в табл. 26.

В графике приведен перечень работ в последовательности их выполнения. Нормальная работа подъема на указанное в графике время прекращается, причем в это время не включены подготовительные и заключительные работы, а также обработка технической документации. Совмещение работ во времени по ревизии механической и электрической части установки определяется руководителем работ.

Навеска, смена и регулирование длины канатов при одноканатных подъемах. Навеска подъемного каната в первый раз при двухбарабанной машине (рис. 250) производится в такой последовательности:

- 1) канат с катушки 1 пропускают через копровый шкив 2; один конец каната укрепляют на переставном барабане 3 и наматывают на него, другой конец каната прикрепляют к подъемному сосуду 4;
- 2) сосуд 4 опускается на нижнюю площадку 5 и канат укрепляется

К ревизиям подъемной установки

Выполняемые операции	Дни выполнения работ по порядку	Продолжительность остановки подъемной установки	
		при полу- годовой ревизии	при двух- годовой ревизии
Механическое оборудование			
Ревизия барабанов и механизмов перестановки барабанов	1	1 ч 30 мин	1 ч 30 мин
Ревизия и наладка подшипников коренного и промежуточного валов (при полугодовой ревизии производится осмотр подшипников и проверка зазоров)	2	2 ч	5 ч
Ревизия редукторов и зубчатых передач (при полугодовой ревизии проверка зацепления зубчатых пар не производится)	2	1 ч 30 мин	3 ч 30 мин
Проверка центровки и соосности редуктора с подъемным двигателем и коренным валом	3	Не производится	3 ч 30 мин
Проверка и наладка смазочной системы	4	1 ч 30 мин	2 ч
Проверка и наладка указателя глубины	4	30 мин	1 ч 30 мин
Проверка и наладка пневматического тормоза:			
а) компрессора и воздухораспределительной сети	4	2 ч	2 ч
б) цилиндров рабочего и предохранительного торможения	5	2 ч 30 мин	2 ч 30 мин
в) регулятора давления	5	1 ч 30 мин	1 ч 30 мин
г) трехходового крана	6	2 ч	2 ч
д) стойки управления с рычажной системой	5	1 ч 30 мин	1 ч 30 мин
Проверка и наладка гидравлического тормоза:			
а) маслоаккумулятора, маслораспределительной сети	4	2 ч 30 мин	2 ч 30 мин
б) масляного насоса (при полугодовой ревизии проверяется только производительность насоса)	5	1 ч	3 ч
в) приводного цилиндра	6	2 ч	2 ч
г) устройства управления рабочим и предохранительным торможением	6	2 ч 30 мин	2 ч 30 мин
Проверка исполнительного органа	7	2 ч 30 мин	2 ч 30 мин
Проверочный расчет тормоза		Остановка машины не требуется	
Проверка копровых шкивов	8	1 ч	1 ч 30 мин
Проверка подъемных канатов	9	2 ч	2 ч
Проверка подвесных устройств подъемных сосудов	10	1 ч 30 мин	1 ч 30 мин

Продолжение таблицы 26

Выполняемые операции	Дни выполнения работ по порядку	Продолжительность остановки подъемной установки	
		при полугодовой ревизии	при двухгодичной ревизии
Проверка подъемных сосудов и парашютных устройств	10	2 ч 30 мин	2 ч 30 мин
Испытание парашютов	11	4 ч 30 мин	4 ч 30 мин
Электрическое оборудование			
Ревизия подъемного двигателя (при полугодовой ревизии проверка омического сопротивления обмоток, проверка двигателя на нагрев и ревизия подшипников не производятся)	1	1 ч	[1 ч 30 мин]
Ревизия электромашин агрегата Г—Д (при полугодовой ревизии проверка омического сопротивления обмоток, проверка машины на нагрев и ревизия подшипников не производятся)	2	1 ч	3 ч
Проверка цепей коммутации станции управления	2	3 ч	3 ч
Ревизия и наладка контакторов и реле станции управления	3	2 ч 30 мин	3 ч 30 мин
Измерение величины роторных сопротивлений	3	1 ч	1 ч
Ревизия высоковольтного распределительства	4	1 ч 30 мин	1 ч 30 мин
Проверка цепей коммутации реверсора, проверка командоаппарата	4	3 ч 30 мин	2 ч 30 мин
Ревизия и наладка реверсорной установки — контактов, опиновки, блокировок	5	2 ч 30 мин	2 ч 30 мин
Ревизия максимальной и нулевой защиты подъемной установки, ревизия и наладка ограничителей скорости (при полугодовой ревизии приборы не проверяются)	6	2 ч 30 мин	3 ч 30 мин
Проверка цепей защиты и тормозных электромагнитов	6	2 ч 30 мин	2 ч 30 мин
Проверка низковольтного распределительства	7	1 ч 30 мин	1 ч 30 мин
Ревизия заземляющих устройств	7	2 ч	2 ч
Контрольные испытания подъемной установки			
Устранение дефектов, выявленных во время проверки и наладки подъемной установки	11	3—4 ч	4—5 ч
Контрольные испытания подъемной установки	12	Не производится	2 ч 30 мин

на уровне устья ствола; барабан 3 затормаживается и отсоединяется от вала;

3) канат пропускают через копровый шкив 6, укрепляют и навивают на заклиненный барабан 7; другой конец этого каната прикрепляют к сосуду 8, который подтягивается немного выше уровня 9 верхней площадки (запас на вытягивание);

4) переставной барабан 3 соединяют с валом, освобождают канат на уровне устья ствола и оттормаживают барабан 3.

Смена подъемного каната осуществляется в такой последовательности:

1) подъемный сосуд 4 барабана 3 опускают на нижнюю площадку 5, канат его укрепляют на уровне устья ствола, барабан затормаживают и отсоединяют от вала;

2) подъемный сосуд 8 опускают на уровень устья ствола, ставят на брусья и отсоединяют от него старый канат; конец старого каната прикрепляют к концу нового каната, навитого на катушку 1; новый канат протягивают при помощи старого каната и машины через копровый шкив 6 и вводят в машинное здание, где укрепляют и отсоединяют от старого каната;

3) старый канат сматывают с заклиненного барабана 7 на деревянную катушку 10; конец нового каната освобождают от закрепления в машинном здании, прикрепляют к барабану 7 и навивают на него; затем другой конец нового каната прикрепляют к сосуду 8, который подтягивают к верхней приемной площадке;

4) переставной барабан 3 соединяют с валом, оттормаживают, отсоединяют канат в точке закрепления у устья ствола и перегоняют по стволу сосуда, смененный канат укрепляют на уровне устья ствола и снимают с барабана 7;

5) меняют канат барабана 3, после чего сосуд 4 подтягивают немного выше верхней приемной площадки (запас на вытягивание каната) и закрепляют канат на барабане 7, отсоединяя закрепление каната у устья шахты.

Регулирование длины каната производится вращением заклиненного барабана при отсоединенном от коренного вала и заторможенном переставном барабане, сосуд которого располагают на нижней приемной площадке.

При однобарабанной машине с разрезным барабаном навеска нового каната производится так же, как при двухбарабанной машине, закреплением его на переставной части и наматыванием на барабан. После прикрепления сосуда ко второму концу каната и опу-

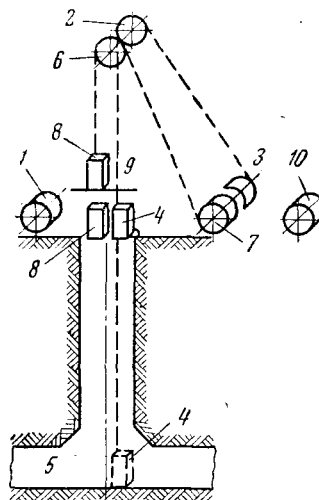


Рис. 250. Навеска и смена канатов при одноканатной машине

скания его в ствол канат переходит через разрез и располагается на переставной части барабана. Затем переставная часть отсоединяется от вала и затормаживается, а на заклиненную часть наматывается другой канат.

При смене подъемного каната сосуд переставной части барабана устанавливается на нижней приемной площадке, а сосуд заклиненной части устанавливается на уровне устья ствола. Операции по смене каната на заклиненной части барабана аналогичны со сменой каната на заклиненном барабане двухбарабанных машин.

После навивки нового каната на заклиненную часть и прикрепления конца каната к сосуду переставная часть барабана присоединяется к валу. Сосуд с новым канатом опускается в ствол, а место нового каната на заклиненной части барабана занимает второй старый канат. Дальнейшие операции по навеске второго каната аналогичны навеске каната на переставной барабан двухбарабанных машин.

При регулировании длины каната сосуд переставной части барабана опускается на нижнюю площадку, при этом сосуд заклиненной части барабана не доходит до верхней площадки на длину вытяжки обоих канатов. Затем отключают переставную часть барабана от вала и вращением заклиненной части поднимают сосуд до верхней площадки.

Навеска и смена канатов при многоканатных установках. Известны различные способы навески и смены канатов в многоканатных установках, требующие применения вспомогательного оборудования. Рассмотрим способ, предложенный ДМЗ (рис. 251).

Навеска канатов производится в такой последовательности:

1) на верхней площадке устанавливают катушку с вспомогательным канатом, который навивается в несколько слоев на ведущий шкив машины (рис. 251, а); при помощи этого каната на нижнюю площадку опускают катушки с подвесным канатом (рис. 251, б) и порожний сосуд (рис. 251, в);

2) вспомогательным канатом протягивают вдоль ствола оба подвесных каната (рис. 251, г), после чего вспомогательный канат перематывают с ведущего шкива на пустую катушку (рис. 251, д);

3) с катушек, установленных на верхней площадке, по одному сматывают подъемные канаты и навивают на ведущий шкив машины; свободный конец каждого каната с направляющей рамкой опускают в ствол и прикрепляют к сосуду, а другие концы канатов закрепляют жимками на уровне ведущего шкива, причем оставляют часть каната, достаточную для огибания ведущего шкива и прикрепления к верхнему сосуду (рис. 251, е);

4) подвесные канаты закрепляют к верхнему сосуду и после этого при помощи подъемного крана и жимков натягивают подъемные канаты и концы их прикрепляют к сосуду на верхней площадке (рис. 251, ж);

5) нижние концы хвостовых канатов крепят к нижнему сосуду (рис. 251, з).

Смена канатов производится при помощи барабанной вспомогательной малогабаритной лебедки, позволяющей одновременную навивку двух канатов. Лебедка имеет комплект легкоъемных

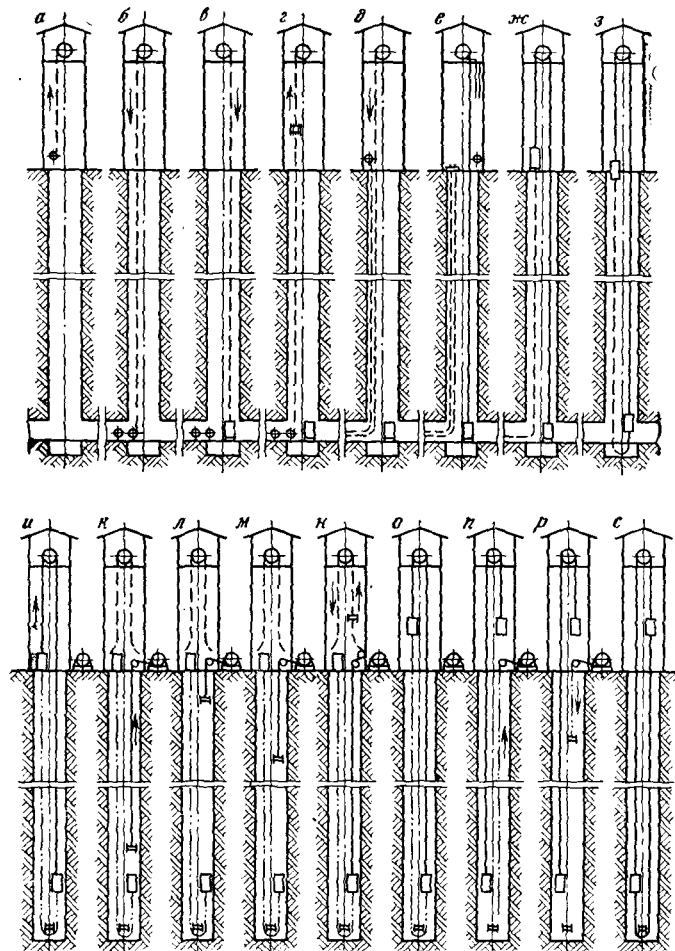


Рис. 251. Навеска и смена канатов при многоканатных машинах

металлических катушек. Канатоемкость одной катушки при диаметре каната 26 мм равна 1200 мм, средняя скорость каната на лебедке 0,5 м/сек. Для снятия катушек с канатом и установки их на лебедку используется таль или автокран.

Смена канатов с использованием вспомогательной лебедки производится в следующем порядке:

1) сосуды устанавливают на приемных площадках на брусках; подъемные канаты, находящиеся в стволе, закрепляют на верхней площадке и концы их отсоединяют от верхнего сосуда и соединяют со вспомогательными тросиками длиной по 60—70 м при диаметре 5—7 мм (рис. 251, *u*);

2) концы подъемных канатов подводят к лебедке и закрепляют на ее порожних катушках; вспомогательные тросики отсоединяют от головных канатов (рис. 251, *к*); снимают жимки, удерживающие канаты, и при помощи лебедки старые канаты наматывают на катушки (рис. 251, *л*);

3) катушки со старым канатом снимают с лебедки и заменяют катушками с новым канатом; включают лебедку и новые подъемные канаты опускают в ствол (рис. 251, *м*);

4) новые подъемные канаты закрепляют жимками, отсоединяют от катушек лебедки и к их концам присоединяют концы вспомогательных тросиков; натягивая свободные концы тросиков и вращая ведущий шкив машины, концы новых канатов подводят и прикрепляют к сосуду (рис. 251, *н*);

5) снимают жимки, удерживающие подъемные канаты, и убирают бруска (рис. 251, *б*);

6) так же производится смена подвесных канатов (рис. 251, *п, р, с*).

Г л а в а VIII

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

При проектировании подъемной установки заданными являются количество транспортируемого груза (уголь, порода и т. д.) и высота подъема.

Необходимо: выбрать тип подъемных сосудов; способ уравнивания; рассчитать и выбрать подъемный канат, а в случае необходимости и уравнивающий; установить тип и основные размеры органов навивки; выбрать подъемную машину и проверить ее на статические нагрузки; принять схему расположения установки и рассчитать элементы этой схемы; выполнить расчет кинематики и динамики подъемной системы; установить систему привода и мощность двигателя; определить расход энергии и к. п. д. подъемной машины и установки; выбрать схему коммутации, необходимую аппаратуру управления и защиты; установить размещение элементов машины в здании; произвести технико-экономические расчеты.

Поднимаемый за один раз груз, при котором стоимость транспортирования 1 тс его будет минимальной, по данным проф. Г. М. Еланчика равен:

для одноканатных установок

$$Q_{п.н} = A_{ч} \frac{4V\bar{H} + t_{п}}{3,6}, \text{ кгс}; \quad (377)$$

для многоканатных установок

$$Q_{п. н} = A_q \frac{2,9 \sqrt{H} + t_{п}}{2,1}, \text{ кгс.} \quad (378)$$

Окончательно останавливаются на стандартном скипе с ближайшей меньшей грузоподъемностью, т. е. $Q_{п} < Q_{п. н}$.

Тип клетки выбирается с учетом типа вагонеток, предполагаемых функций вспомогательной установки, а также необходимости произвести спуск-подъем людей в каждой смене не более чем за 35—40 мин.

При проверке машин на статические нагрузки определяют максимальное статическое натяжение $T_{ст. max}$ каната и максимальную разность статических натяжений $F_{ст. max}$ канатов, причем значения этих величин не должны превышать их допустимых значений для выбранной машины.

Максимальное статическое натяжение каната определяется: при системах с $q = 0$ и $q = p$

$$T_{ст. max} = Q_{п} + Q_{м} + pH_{к}, \text{ кгс;} \quad (379)$$

при системах с $q > p$

$$T_{ст. max} = Q_{п} + Q_{м} + qH + p(h_{к} - h_{в} - h_{с}). \quad (380)$$

Максимальная разность статических натяжений канатов имеет место в начале подъема. Для опрокидных сосудов

$$F_{ст. max} = Q_{п} + (p - q)H. \quad (381)$$

Для опрокидных сосудов $F_{ст. max}$ определяется по формуле (289) без учета динамической составляющей $M_{пj}$.

С учетом изложенного ниже приводится пример расчета подъемной установки.

При упрощенных расчетах подъемных установок принимают следующий порядок. После выбора сосуда и расчета механической части установки определяют расчетную максимальную скорость движения сосудов

$$v_{р. м} = \sqrt{2j_{м}H(\alpha_{с} - 1)}, \quad (382)$$

где $\alpha_{с}$ — множитель скорости, равный 1,1—1,35.

Формула (382) получена на основании формулы (238), имея в виду, что $T = \frac{H}{v_{ср}}$, а $v_{ср} = \frac{v_{max}}{\alpha_{с}}$.

Фактическая максимальная скорость v_{max} определяется по формуле (282), причем необходимо, чтобы $v_{max} \geq v_{р. м}$.

По установленной v_{max} , которая должна быть проверена по ПБ, определяют продолжительность T движения сосудов по формуле (238), (254) или (261) в зависимости от принятой диаграммы скорости.

Расчетную мощность N_p двигателя определяют по формуле (275) или (276), после чего принимается двигатель с необходимым запасом мощности.

Далее определяется идеальный $W_{ид}$ и фактический $W_{ф}$ расход энергии на одну подъемную операцию

$$W_{ид} = \frac{Q_{п}H}{102 \cdot 3600}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}; \quad (383)$$

$$W_{ф} = \frac{kQ_{п}T v_{\max}}{102 \cdot 3600 \eta_{п} \eta_{д}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (384)$$

К. п. д. $\eta_{п.у}$ подъемной установки находится как отношение $W_{ид}$ к $W_{ф}$, а к. п. д. $\eta_{м}$ подъемной машины — по формуле (360).

Пример расчета подъемной установки. Рассчитать главную подъемную скиповую установку годовой производительностью 900 000 т, транспортирующую уголь с горизонта 500 м.

I. Продолжительность подъемной операции и средняя скорость движения сосудов.

1. Высота подъема при глубине загрузки $h_3 = 25$ м и высоте приемного бункера над уровнем земли $h_B = 25$ м составит $H = 550$ м.

Часовая производительность подъемной установки по формуле (220)

$$A_{ч} = \frac{CaA_{год}}{n_{д}n_{ч}} = \frac{1,5 \cdot 900\,000}{300 \cdot 15} = 300 \text{ т/ч}.$$

2. Наивыгоднейшая грузоподъемность скипа по формуле (377) при продолжительности паузы $t_{п} = 10$ сек

$$Q_{п.н} = A_{ч} \frac{4\sqrt{H} + t_{п}}{3,6} = 300 \frac{4\sqrt{550} + 10}{3,6} = 8640 \text{ кгс}.$$

Принимаем скип грузоподъемностью $Q_{п} = 8$ тс (см. табл. 18). Собственный вес скипа $Q_{м} = 6,8$ тс; высота в положении разгрузки $h_c = 8,54$ м; путь в разгрузочных кривых $h_p = 2,17$ м.

3. Число подъемных операций в час по формуле (221)

$$n_{п.ч} = \frac{1000A_{ч}}{Q_{п}} = \frac{1000 \cdot 300}{8000} = 37,5.$$

4. Продолжительность подъемной операции согласно формуле (222)

$$T_{р.п} = \frac{3600}{n_{п.ч}} = \frac{3600}{37,5} = 95,9 \text{ сек}.$$

5. Продолжительность движения подъемных сосудов согласно формуле (223)

$$T_p = T_{р.п} - t_{п} = 95,9 - 10 = 85,9 \text{ сек}.$$

6. Средняя скорость подъема по формуле (224)

$$v_{ср} = \frac{H}{T_p} = \frac{550}{85,9} = 6,4 \text{ м/сек}.$$

7. Ориентировочная максимальная скорость подъема при множителе скорости $\alpha_c = 1,4$ по формуле (225)

$$v_{м} = \alpha_c v_{ср} = 1,4 \cdot 6,4 = 8,96 \text{ м/сек}.$$

II. Механическая часть подъемной установки.

1. Высота копра. При расположении копровых шкивов в одной вертикальной плоскости

$$h_k = h_b + h_c + h_n + 0,75R_{к. ш} + D_{к. ш} + 1 = \\ = 25 + 8,54 + 2,5 + 0,75 \cdot 2 + 4 + 1 = 42,54 \text{ м.}$$

Ориентировочно принято, что $R_{к. ш} = 2$ м. Принимаем типовой копер высотой 45 м [76], следовательно $h_n = 4,96$ м.

2. Подъемный канат. По формуле (180)

$$p = \frac{Q_n + Q_m}{\frac{\sigma_n}{m\gamma_0} - H_k} = \frac{8000 + 6800}{\frac{17000}{6,5 \cdot 0,93} - (25 + 500 + 45)} = 6,61 \text{ кгс/м.}$$

Ориентировочно по табл. 19 принимаем канат ЛК-3, имеющий $Q_{раз} = 127000$ кгс; $p = 7,37$ кгс/м; $d_k = 45$ мм. Так как запас прочности его по формуле (183) $m = 6,68$, то окончательно выбираем этот канат.

3. Органы навивки. В связи с расположением копровых шкивов в одной вертикальной плоскости и учитывая высоту подъема, принимается одинарный цилиндрический разрезной барабан

$$D_б = 80 d_k = 80 \cdot 45 = 3600 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_б = 4$ м; $D_{к. ш} = 4$ м.

Ширина барабана по формуле (191)

$$B_k = \left(\frac{H + 2l_n}{\pi D_б} + 2n_{в. т} + n_{в. з} \right) (d_k + b_з) = \\ = \left(\frac{550 + 2 \cdot 30}{3,14 \cdot 4} + 2 \cdot 3 + 2 \right) (45 + 3) = 2720 \text{ мм.}$$

Ориентировочно принимаем машину ЦР-4 \times 3,2/0,6, для которой $T_{ст. max} = 25$ тс; $F_{ст. max} = 16$ тс; $(GD^2)_б = 320$ тс \cdot м² (см. табл. 22).

Проверка барабана на статические нагрузки.

Максимальное статическое натяжение каната по формуле (379)

$$T_{ст. max} = Q_n + Q_m + pH_k = 8000 + 6800 + 7,37 \cdot 570 = 19000 \text{ кгс.}$$

Максимальная разность статических натяжений канатов по формуле (381)

$$F_{ст. max} = Q_n + pH = 8000 + 7,37 \cdot 550 = 12050 \text{ кгс.}$$

Так как $T_{ст. max}$ и $F_{ст. max}$ меньше допустимых значений для ориентировочно выбранного барабана, то окончательно останавливаемся на барабане ЦР-4 \times 3,2/0,6.

III. Расположение подъемной установки.

1. Высота копра, определенная ранее, $h_k = 45$ м.

2. Приняв угол наклона струны к горизонту $\beta = 48^\circ$; $c = 1$ м, расстояние между осями ствола и барабана по формуле (211)

$$l = (h_k - c) \operatorname{ctg} \beta + R_{к. ш} = (45 - 1) \operatorname{ctg} 48^\circ + 2 = 41,6 \text{ м.}$$

3. Длины струн по формуле (212) $L'_c = 59,5$ м и $L''_c = 54$ м.

4. Углы отклонения каната α . Так как $B = 3,2$ м, а ширина барабана, занятая одной ветвью каната, по формуле (188) составляет $B_{к. в} = 2,36$ м, то для получения значения α , отвечающего требованиям ПБ, закрепление каната необходимо произвести, отступив от реборды на расстояние $b_p = B - B_{к. в} = 3,2 - 2,36 = 0,84$ м.

Принимаем $b_p = 0,2$ м.

Угол отклонения короткой струны каната при подходе последнего к реборде

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{B}{2} - n_{в.т} (d_k + b_3) - b_p}{L_c^*} = \frac{\frac{3,2}{2} - 3(0,045 + 0,003) - 0,2}{54} = 0,0233,$$

т. е. $\alpha = 1^\circ 20'$, что допустимо.

Аналогично для длинной струны каната со стороны переставной части барабана $\alpha = 1^\circ 13'$; при этом на переставную часть барабана будет навиваться канат длиной

$$l_{п.ч} = \frac{B_p - b_p}{d_k + b_3} \pi D_6 = \frac{0,6 - 0,2}{0,045 + 0,003} 3,14 \cdot 4 = 104,8 \text{ м}$$

вместо 157 м при навивке каната на всю переставную часть барабана шириной 0,6 м, что в связи с работой установки с одного горизонта значения не имеет.

IV. Кинематика подъемной системы.

1. Принимаем пятипериодную трапецеидальную диаграмму скорости: $j_1 = j_3 = 1 \text{ м/сек}^2$; $v' = v'' = 1,1 \text{ м/сек}$.

2. Максимальная скорость. По формулам (241), (242) и (229) находим:

$$\begin{aligned} T_0 &= T_p - \frac{2h_p}{v'} - \frac{2h_p}{v''} + \frac{v'}{j_1} + \frac{v''}{j_3} = \\ &= 85,9 - \frac{2 \cdot 2,17}{1,1} - \frac{2 \cdot 2,17}{1,1} + \frac{1,1}{1} + \frac{1,1}{1} = 80,2 \text{ сек;} \end{aligned}$$

$$H_0 = H - 2h_p + \frac{v'^2}{2j_1} + \frac{v''^2}{2j_3} = 550 - 2 \cdot 2,17 + \frac{1,1^2}{2 \cdot 1} + \frac{1,1^2}{2 \cdot 1} = 546,9 \text{ м;}$$

$$j_m = \frac{j_1 j_3}{j_1 + j_3} = \frac{1 \cdot 1}{1 + 1} = 0,5 \text{ м/сек}^2.$$

Далее по формуле (240)

$$\begin{aligned} v_{p.м} &= j_m T_0 - \sqrt{(j_m T_0)^2 - 2j_m H_0} = 0,5 \cdot 80,2 - \sqrt{(0,5 \cdot 80,2)^2 - 2 \cdot 0,5 \cdot 546,9} = \\ &= 7,7 \text{ м/сек.} \end{aligned}$$

Принимаем редуктор с передаточным числом $i = 11,5$, тогда требуемая скорость вращения двигателя

$$n = \frac{60 v_{p.м}}{\pi D_6} i = \frac{60 \cdot 7,7}{3,14 \cdot 4} 11,5 = 423 \text{ об/мин.}$$

Принимаем $n = 490 \text{ об/мин}$.

Далее по формуле (282) фактическая максимальная скорость

$$v_{\max} = \frac{\pi D_6 n}{60 i} = \frac{3,14 \cdot 4 \cdot 490}{60 \cdot 11,5} = 8,92 \text{ м/сек,}$$

т. е. больше расчетной, что и необходимо.

3. Ускорение и замедление в разгрузочных кривых и продолжительность движения в них по формулам (243)–(246)

$$j' = j'' = \frac{v'^2}{2h_p} = \frac{1,1^2}{2 \cdot 2,17} = 0,279 \text{ м/сек}^2;$$

$$t' = t'' = \frac{v'}{j'} = \frac{1,1}{0,279} = 3,94 \text{ сек.}$$

4. Продолжительность и путь ускоренного и замедленного движения вне кривых по формулам (247)–(250)

$$t_1 = t_3 = \frac{v_{\max} - v'}{j_1} = \frac{8,92 - 1,1}{1} = 7,82 \text{ сек.}$$

$$h_1 = h_3 = \frac{v' + v_{\max}}{2} t_1 = \frac{1,1 + 8,92}{2} 7,82 = 39,2 \text{ м.}$$

5. Продолжительность и путь равномерного движения на основании формул (251) и (252)

$$h_2 = H - 2h_p - 2h_1 = 550 - 2 \cdot 2,17 - 2 \cdot 39,2 = 467,26 \text{ м.}$$

$$t_2 = \frac{h_2}{v_{\max}} = \frac{467,26}{8,92} = 52,3 \text{ сек.}$$

6. Продолжительность движения подъемных сосудов по формуле (253)

$$T = t' + t_1 + t_2 + t_3 + t'' = 3,94 + 7,82 + 52,3 + 7,82 + 3,94 = 75,82 \text{ сек.}$$

Проверка по формуле (254) дает тот же результат.

7. Фактический коэффициент резерва производительности установки на основании формулы (239) составит $C_{\phi} = 1,675$.

V. Динамика подъемной системы

1. Установка проектируется без уравновешивающего каната, так как по формуле (197) степень статической неуравновешенности

$$\delta = \frac{pH}{kQ_{\Pi}} = \frac{7,37 \cdot 550}{1,15 \cdot 8000} = 0,44 < 0,5.$$

2. Ориентировочная мощность подъемного двигателя при $T = 75,8$ сек; $\eta_{\Pi} = 0,93$ и $\rho = 1,4$ по формуле (275)

$$N_{\text{ор}} = \frac{kQ_{\Pi}H}{102T\eta_{\Pi}} \rho = \frac{1,15 \cdot 8000 \cdot 550}{102 \cdot 75,82 \cdot 0,93} 1,4 = 984 \text{ квт.}$$

Предварительно принимаем два двигателя АКН 15-39-12 мощностью каждый 630 квт; $n = 490$ об/мин; $GD^2 = 1360$ кгс·м²; $\lambda_{\text{н}} = \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}} = 2,1$; $\eta_{\text{д}} = 0,93$.

3. Крутящий момент на тихоходном валу редуктора согласно формуле (209)

$$M = 2 \left[\frac{830N\eta_{\Pi}}{n} \lambda_{\text{н}} - 0,025 \frac{GD^2}{R} i \right] i =$$

$$= 2 \left[\frac{830 \cdot 630 \cdot 0,93}{490} 2,1 - 0,025 \frac{1360}{2} 11,5 \right] 11,5 = 43 \, 450 \text{ кгс} \cdot \text{м.}$$

Принимаем редуктор ЦОН-16 (см. табл. 25) с передаточным числом $i = 11,5$; $(GD^2)_п = 65 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$, способный передать при двухдвигательном приводе $M = 52 \text{ тс} \cdot \text{м}$.

4. Приведенный к окружности навивки вес движущихся частей подъемной установки определяется по формуле (267)

$$G' = Q_{п} + 2Q_{м} + 2L_{п.кp} + 2G_{к.ш}' + G_{б}' + G_{р}' + G_{п}'.$$

Вес подъемного каната в соответствии с формулой (268)

$$2L_{п.кp} = 2 \left(525 + 45 + \frac{3,14 \cdot 4}{2} + 59,5 + 3,14 \cdot 4 \cdot 3 + 30 \right) 7,37 = 9760 \text{ кгс.}$$

Приведенный вес копрового шкива по формуле (271)

$$G_{к.ш}' = 140 D_{к.ш}^2 = 140 \cdot 2^2 = 2240 \text{ кгс.}$$

Приведенный вес барабана по формуле (284)

$$G_{б}' = \frac{(GD^2)_{б}}{D_{б}^2} = \frac{320\,000}{4^2} = 20\,000 \text{ кгс.}$$

Приведенный вес роторов по формуле (283)

$$G_{р}' = 2 \frac{GD^2}{D_{р}^2} i^2 = 2 \frac{1360}{42} 11,5^2 = 22\,500 \text{ кгс.}$$

Приведенный вес редуктора по формуле (284)

$$G_{п}' = \frac{(GD^2)_{п}}{D_{п}^2} = \frac{65\,000}{4^2} = 4060 \text{ кгс.}$$

Таким образом,

$$G' = 8000 + 2 \cdot 6800 + 9760 + 2 \cdot 2240 + 20\,000 + 22\,500 + 4070 = 82\,400 \text{ кгс.}$$

5. Приведенная масса на основании формулы (266)

$$M_{п} = \frac{G'}{g} = \frac{82\,400}{9,81} = 8400 \text{ кгс} \cdot \text{сек}^2/\text{м}.$$

6. Движущие усилия по формуле (285):

$$F_1 = kQ_{п} + pH + M_{пj}' = 1,15 \cdot 8000 + 7,37 \cdot 550 + 8400 \cdot 0,28 = 15\,600 \text{ кгс.}$$

$$F_2 = kQ_{п} + p(H - 2h_{р}) + M_{пj}' = 1,15 \cdot 8000 + 7,37(550 - 2 \cdot 2,17) + 8400 \cdot 0,28 = \\ = 15\,570 \text{ кгс.}$$

$$F_3 = kQ_n + p(H - 2h_p) + M_{nj1} = 1,15 \cdot 8000 + 7,37(550 - 2 \cdot 2,17) + 8400 \cdot 1 = 21\,620 \text{ кгс};$$

$$F_4 = kQ_n + p[H - 2(h_p + h_1)] + M_{nj1} = 1,15 \cdot 8000 + 7,37[550 - 2(2,17 + 39,2)] + 8400 \cdot 1 = 21\,040 \text{ кгс};$$

$$F_5 = kQ_n + p[H - 2(h_p + h_1)] = 1,15 \cdot 8000 + 7,37[550 - 2(2,17 + 39,2)] = 12\,640 \text{ кгс}$$

$$F_6 = kQ_n + p[H - 2(h_p + h_1 + h_2)] = 1,15 \cdot 8000 + 7,37[550 - 2(2,17 + 39,2 + 467,3)] = 5760 \text{ кгс};$$

$$F_7 = kQ_n + p[H - 2(h_p + h_1 + h_2)] - M_{nj3} = 1,15 \cdot 8000 + 7,37[550 - 2(2,17 + 39,2 + 467,3)] - 8400 \cdot 1 = -2640 \text{ кгс};$$

$$F_8 = kQ_n + p[H - 2(h_p + h_1 + h_2 + h_3)] - M_{nj3} = 1,15 \cdot 8000 + 7,37[550 - 2(2,17 + 39,2 + 467,3 + 39,2)] - 8400 \cdot 1 = -3230 \text{ кгс};$$

$$F_9 = kQ_n + p[H - 2(h_p + h_1 + h_2 + h_3)] - M_{nj''} = 1,15 \cdot 8000 + 7,37[550 - 2(2,17 + 39,2 + 467,3 + 39,2)] - 8400 \cdot 0,28 = 2820 \text{ кгс};$$

$$F_{10} = kQ_n - pH - M_{nj''} = 1,15 \cdot 8000 - 7,37 \cdot 550 - 840 \cdot 0,28 = 2800 \text{ кгс}.$$

VI. Мощность двигателя, расход энергии, к. п. д. подъемной машины и установки.

1. Эквивалентное усилие по формуле (336)

$$F_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{(F_1^2 + F_2^2) \frac{t'}{2} + (F_3^2 + F_4^2) \frac{t_1}{2} + (F_5^2 + F_5 \cdot F_6 + F_6^2) \frac{t_2}{3} + (F_7^2 + F_{10}^2) \frac{t''}{2}}{t' + t_1 + t_2 + t_3 + t'' + \frac{1}{3} t_n}} =$$

$$= \sqrt{\frac{(15\,600^2 + 15\,570^2) \frac{3,94}{2} + (21\,620^2 + 21\,040^2) \frac{7,82}{2} + (12\,640^2 + 12\,640 \cdot 5760 + 5760^2) \frac{52,3}{3} + (2820^2 + 2800^2) \frac{3,94}{2}}{3,94 + 7,82 + 52,3 + 7,82 + 3,94 + \frac{1}{3} \cdot 10}} =$$

$$= 10\,760 \text{ кгс}.$$

2. Проверка двигателя на перегрузки. Коэффициент перегруза при подъеме по формуле (338)

$$k_{\text{под}} = \frac{F_{\text{max}}}{F_{\text{экв}}} = \frac{15\,600}{10\,760} = 1,45,$$

что допустимо:

Экстренные усилия, возникающие при регулировании длины каната, по формуле (343)

$$F_{\text{эк. max}} = Q_M + \frac{k-1}{2} Q_{\text{п}} + pN = 6800 + \frac{1,15-1}{2} 8000 + 7,37 \cdot 550 = 11\,940 \text{ кгс.}$$

Коэффициент перегруза от экстренных усилий по формуле (345)

$$k_3 = \frac{F_{\text{эк. max}}}{F_{\text{экр}}} = \frac{11\,940}{10\,760} = 1,11,$$

что допустимо.

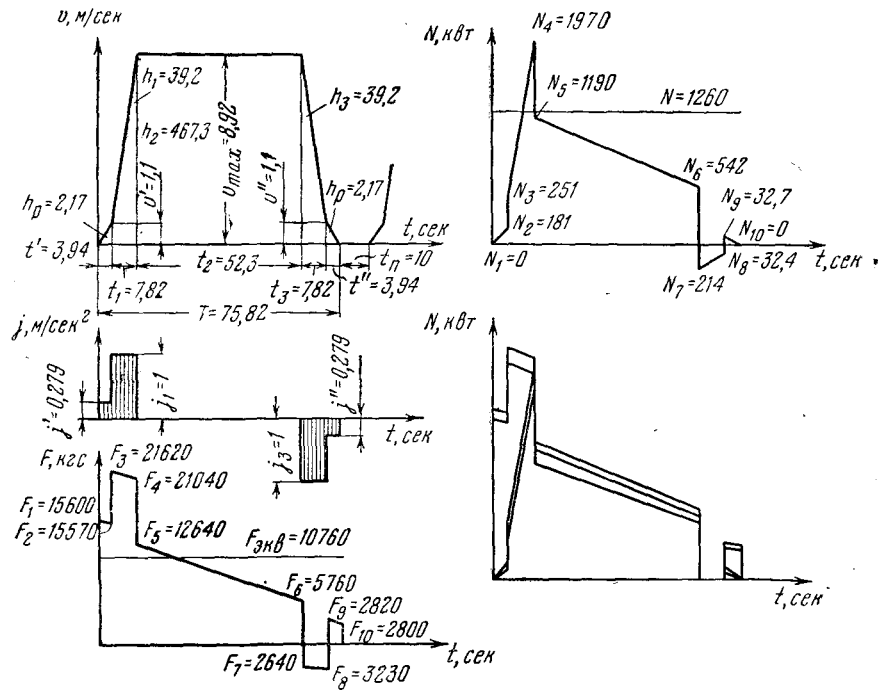


Рис. 252. Диаграммы к расчету подъемной установки

3. Эквивалентная мощность подъемного двигателя по формуле (346)

$$N_{\text{экр}} = \frac{F_{\text{экр}} v_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{п}}} = \frac{10\,760 \cdot 8,92}{102 \cdot 0,93} = 1012 \text{ кВт.}$$

4. Принимая указанные выше двигатели АКН 15-39-12, имеем запас мощности $k_d = \frac{N}{N_{\text{экр}}} = \frac{1260}{1012} = 1,245$, что допустимо.

5. Потребляемая мощность. Мощность на валу подъемного двигателя согласно формуле (291)

$$N_1 = 0;$$

$$N_2 = \frac{F_2 v'}{102 \eta_{\text{п}}} = \frac{15\,570 \cdot 1,1}{102 \cdot 0,93} = 181,4 \text{ кВт};$$

$$N_3 = \frac{F_3 v'}{102 \eta_{\text{п}}} = \frac{21\,620 \cdot 1,1}{102 \cdot 0,93} = 251 \text{ кВт};$$

$$N_4 = \frac{F_4 v_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{п}}} = \frac{21\,040 \cdot 8,92}{102 \cdot 0,93} = 1970 \text{ кВт};$$

$$N_5 = \frac{F_5 v_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{п}}} = \frac{12\,640 \cdot 8,92}{102 \cdot 0,93} = 1190 \text{ кВт};$$

$$N_6 = \frac{F_6 v_{\text{max}}}{102 \eta_{\text{п}}} = \frac{5760 \cdot 8,92}{102 \cdot 0,93} = 542 \text{ кВт};$$

$$N_7 = \frac{F_7 v_{\text{max}} \eta_{\text{п}}}{102} = \frac{-2640 \cdot 8,92 \cdot 0,93}{102} = -214 \text{ кВт};$$

$$N_8 = \frac{F_8 v'' \eta_{\text{п}}}{102} = \frac{-3230 \cdot 1,1 \cdot 0,93}{102} = -32,4 \text{ кВт};$$

$$N_9 = \frac{F_9 v''}{102 \eta_{\text{п}}} = \frac{2820 \cdot 1,1}{102 \cdot 0,93} = 32,7 \text{ кВт};$$

$$N_{10} = 0.$$

Мощность, потребляемая из сети без учета потерь в двигателе, $N'_1 = 1470$ кВт; $N'_2 = 1465$ кВт; $N'_3 = 2030$ кВт; $N'_4 = N_4 = 1970$ кВт; $N'_5 = N_5 = 1190$ кВт; $N'_6 = N_6 = 542$ кВт; $N'_7 = 265$ кВт; $N'_{10} = 263$ кВт.

6. Расход энергии. На одну подъемную операцию в соответствии с формулой (352)

$$W = \frac{N'_1 + N'_2}{2} t' + \frac{N'_3 + N'_4}{2} t_1 + \frac{N'_5 + N'_6}{2} t_2 + \frac{N'_7 + N'_{10}}{2} t'' =$$

$$= \frac{1470 + 1465}{2} 3,94 + \frac{2030 + 1970}{2} 7,82 + \frac{1190 + 542}{2} 52,3 +$$

$$+ \frac{265 + 263}{2} 3,94 = 67\,760 \text{ кВт} \cdot \text{сек.}$$

То же, на 1 т груза по формуле (353)

$$W_{\text{т}} = \frac{k_{\text{м.т}} W}{3,6 \eta_{\text{д}} \eta_{\text{с}} Q_{\text{п}}} = \frac{1,03 \cdot 67\,760}{3,6 \cdot 0,93 \cdot 0,95 \cdot 8000} = 2,75 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т.}$$

Идеальный расход энергии на 1 т поднимаемого груза на основании формулы (358) составит $W_{\text{ид}} = 1,515$ кВт·ч/т.

7. К. п. д. установки и машины по формулам (359) и (360):

$$\eta_y = \frac{W_{ид}}{W_{т\eta c}} = \frac{1,515}{2,75 \cdot 0,95} = 0,579;$$

$$\eta_{маш} = k\eta_y = 1,15 \cdot 0,579 = 0,665.$$

8. Годовой расход электроэнергии по формуле (355) составит $W_{год} = 2\,470\,000$ кВт·ч.

VII. Диаграммы скорости, ускорений, движущих усилий, мощностей, расхода энергии приведены на рис. 252.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

К части первой

1. А б р а м о в Ф. А., М и л е т и ч А. Ф. Приборы для контроля вентиляции шахт. М., Углетехиздат, 1952.
2. Б е з у г л о в Н. Н., Л а р ц е в Г. Г., С и н ч у к о в Д. Н. Гидроэлеваторный способ чистки зумпфов скиповых стволов и шахтных водосборников. М., «Недра», 1967.
3. О п ы т эксплуатации шахтных центробежных вентиляторов. ЦНИЭИУголь, 1971. Авт. Бондаренко А. Д., Ковалевская В. И., Спивак В. А., Бочаров К. П., Винник А. И.
4. Г о р н а я механика. М., Госгортехиздат, 1962. Авт.: Борисенко К. С., Боруменский А. Г., Дулин В. С., Русанов Н. М.
5. В е с е л о в А. И. Рудничный водоотлив. М., Metallurgizdat, 1940.
6. Водоотлив глубоких шахт. Тр. Всесоюз. науч.-техн. семинара по водоотливу глубоких шахт. ИГМ ТК им. М. М. Федорова. М., «Недра», 1967.
7. Г а л и м з я н о в Ф. Г. Вентиляторы (атлас конструкций). М., «Машиностроение», 1969.
8. Г е р м а н А. П. Горная механика. Ч. 2 «Поршневые машины (насосы и компрессоры)». ОНТИ, 1934.
9. Горное дело. Энциклопедический справочник, т. 8. М., Госгортехиздат, 1960.
10. Д о к у к и н А. В. Водоотлив в шахтах с кислотной водой. М., Углетехиздат, 1947.
11. Е л а н ч и к Г. М. Рудничные турбомашины. Т. I и II. ОНТИ, 1933.
12. Ж у м а х о в И. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М., Углетехиздат, 1958.
13. К а л и н у ш к и н М. П. Вентиляторные установки. М., «Высшая школа», 1967.

14. Киселев В. И. Горная механика. М., Госгортехиздат, 1961.
15. Кулаков М. В. Технологические измерения и приборы для химических производств. М., «Машиностроение», 1966.
16. Местер И. М. Электропривод и автоматика рудничных вентиляторных установок главного проветривания. М., «Недра», 1964.
17. Шахтные вентиляторы главного и местного проветривания. Каталог-справочник 18-5—71. НИИИНФОРМТЯЖМАШ. 1971.
18. Пак В. С., Гейер В. Г. Рудничные вентиляторные и водоотливные установки. М., Углетехиздат, 1955.
19. Петухов А. И., Правецкий Н. К., Рипп М. Г. Горная механика. М., «Недра», 1965.
20. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. М., «Недра», 1964.
21. Проскура Г. Ф. Центробежные и пропеллерные насосы. ОНТИ, 1932.
22. Проскура Г. Ф. Гидродинамика турбомашин. ОНТИ, 1934.
23. Раскин И. А., Калиш С. И., Матвеев В. И. Монтаж, наладка и эксплуатация шахтных вентиляторов. М., Госгортехиздат, 1962.
24. Раскин И. А. Новые вентиляторы для шахт и рудников. М., «Недра», 1965.
25. Рипп М. Г., Петухов А. И., Мирошник А. М. Рудничные вентиляторные и водоотливные установки. М., «Недра», 1968.
26. Соловцов В. К. Контрольно-измерительные приборы. М., «Высшая школа», 1969.
27. Сладков С. П. Контрольно-измерительные приборы, автоматика и телемеханика в городском газовом хозяйстве. М., Стройиздат 1969.
28. Рудничные вентиляторные установки. ГОНТИ, 1936. Авт.: Ушаков К. А., Поликовский В. Н., Невельсон М. И., Татаринов М. П.
29. Филь И. П. Горношахтные стационарные установки. Киев, «Техника», 1969.
30. Хаджиков Р. Н. Шахтные вентиляторные, насосные и пневматические установки. М., Углетехиздат, 1951.
31. Хаджиков Р. Н. Горная механика. Изд. 4. М., Углетехиздат, 1962.
32. Хаджиков Р. Н. Задачник по горной механике. М., Госгортехиздат, 1960.
33. Шемаханов М. М. Отопление шахтных стволов. М., Углетехиздат, 1949.
34. Черкасский В. М., Романова Т. М., Кауль Р. А. Насосы, компрессоры, вентиляторы. М., Госэнергоиздат, 1962.

К части второй

35. Быстров А. А., Быстрова О. М. Эксплуатация рудничных поршневых компрессорных установок. М., Углетехиздат, 1954.
36. Вукалович М. П., Новиков И. И. Техническая термодинамика. М., Госэнергоиздат, 1962.
37. Гарбуз Д. Л. Рудничные пневматические установки. М., Госгортехиздат, 1960.
38. Герман А. П. Применение сжатого воздуха в горном деле. ОНТИ, 1933.
39. Докучкин А. В. Применение сжатого воздуха в горной промышленности. М., Госгортехиздат, 1962.
40. Ильичев А. С. Собрание трудов. Т. I. Рудничные пневматические установки. М., Углетехиздат, 1953.
41. Кондратьева Т. Ф., Доброклонский Е. Б., Видякин Ю. А. Опозитные компрессоры. М., «Машиностроение», 1968.
42. Мурзин В. А., Цейтлин Ю. А. Рудничные пневматические установки. М., «Недра», 1965.
43. Мурзин В. А., Цейтлин Ю. А. Турбокомпрессоры в горной промышленности СССР. М., Госгортехиздат, 1962.
44. Центробежные компрессорные машины, Каталог-справочник К-3—69. НИИИНФОРМТЯЖМАШ. 1970.
45. РПС В. Ф. Центробежные компрессорные машины. М., Машгиз, 1951.
46. Правила устройства и безопасной эксплуатации воздушных поршневых компрессорных установок и воздухопроводов. М., Госгортехнадзор УССР, 1961.
47. Сакун П. А. Винтовые компрессоры. М., Машгиз, 1960.
48. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. М., Машгиз, 1960.
49. Фролов П. П. Справочное руководство по компрессорному хозяйству. М., Гостехиздат, 1963.
50. Хаджиков Р. Н. Об утечках сжатого воздуха из шахтных воздухопроводов. Луганск, Луганское обл. правление НТГО, 1961.
51. Хаджиков Р. Н. Повысить эффективность пневматических установок. «Уголь Украины», 1965, № 7.
52. Хаджиков Р. Н., Клойзнер С. М. К. п. д. воздухопровода рудничной пневматической установки. В сб. «Вопросы технологии, механизации и экономии угольной промышленности», вып. 2. М., «Недра», 1968.
53. Хаджиков Р. Н., Бутаков С. А. Исследование работы клапанов поршневых компрессоров методом осциллографирования. «Горные машины и автоматика», 1970, № 3.

54. Х а д ж и к о в Р. Н., Б у т а к о в С. А. Характеристики поршневых компрессоров. «Горные машины и автоматика», 1970, № 3.
55. Х о м и ц е в и ч К. И. Рудничные пневматические установки. Изд. Харьковского ун-та, 1960.
56. Ш е м а х а н о в М. М. Приборы и вопросы контроля работы рудничных пневматических установок. М., Углетехиздат, 1951.
57. Э к к е р т Б. Осевые и центробежные компрессоры. М., Машгиз, 1959.

К части третьей

58. В а с и л е в с к и й М. Н. Асинхронный привод шахтных подъемных машин. М., «Недра», 1964.
59. Г е р м а н А. П., Ш к л я р с к и й Ф. Н. Рудничные подъемные установки. М., Углетехиздат, 1947.
60. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины (справочник). М., Госгортехиздат, 1963. Авт.: Гершиков И. Я., Глинский А. К., Димашко А. Д., Кривневич А. А.
61. Д а в ы д о в Б. Л. Расчет и конструирование шахтных подъемных машин. М., Углетехиздат, 1949.
62. Е л а н ч и к Г. М. Рудничные подъемные установки. М., Гостоптехиздат, 1941.
63. Е л а н ч и к Г. М. Уравновешенные системы рудничного подъема. М., Углетехиздат, 1953.
64. Ж и в о в Л. Г. Привод и автоматика шахтных подъемных машин. М., «Машиностроение», 1964.
65. И в а н о в А. А. Динамическое торможение асинхронных подъемных двигателей. М., Углетехиздат, 1951.
66. И в а н о в А. А. Опыт ревизии и наладки шахтных подъемных машин с асинхронным электроприводом. М., Углетехиздат, 1951.
67. И л ь и ч е в А. С. Собрание тр., т. II. Шахтные подъемные установки. М., Углетехиздат, 1954.
68. К а р п ы ш е в Н. С. Тормозные устройства шахтных подъемных машин. М., «Недра», 1968.
69. К и с е л е в В. И. Подъемные установки для глубоких шахт. М., Metallurgizdat, 1954.
70. К о р н и л о в В. Д., К и р и ч о к Ю. Г. Устройство и обслуживание рудничных подъемных установок. М., «Недра», 1964.
71. М а к а р о в В. С. О динамическом уравнивании рудничного подъема с переменным радиусом навивки. Тр. I Всесоюз. горного науч.-техн. съезда, т. IV, 1928.

72. Максимов А. Е. Гидроэлектропривод рудничных подъемных машин. М., Углетехиздат, 1951.
73. Нестеров П. П., Федорова З. М., Зелинский В. М. Проходческие подъемные установки. Гос. изд-во техн. лит-ры УССР, 1953.
74. Нестеров П. П., Шабанов-Кушнаренко Ю. П., Григоренко Н. К. Безуровневый многоканатный подъем. ДТВУ, 1963.
75. Обобщение опыта эксплуатации оборудования клетового и скипового комплексов. М., «Недра», 1968. Авт.: Пейсахович Г. Я., Богомолов А. С., Каминский Л. М., Головачев А. Ф.]
76. Песвианидзе А. В. Выбор и расчет шахтных подъемных установок. М., Госгортехиздат, 1963.
77. Правицкий Н. К. Рудничные подъемные установки. М., Госгортехиздат, 1963.
78. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок. М., «Недра», 1970.
79. Уманский В. Б., Тулин В. С. Теоретические основы шахтной подъемной машины. ОНТИ, 1933.
80. Уманский В. Б. Электрические подъемные установки. ОНТИ, 1935.
81. Уманский В. Б. Болезни шахтных подъемных машин, ОНТИ, 1937.
82. Федоров М. М. Теория и расчет гармонического рудничного подъема, 1914.
83. Федорова З. М. Рудничные подъемные машины. М., Углетехиздат, 1958.
84. Федорова З. М. Сборник примеров и задач по рудничным подъемным установкам. М., Госгортехиздат, 1961.
85. Федорова З. М., Хаджиков Р. Н., Качеровский В. М. Рудничные подъемные установки. М., «Недра», 1966.
86. Хаджиков Р. Н. Шахтные подъемные установки. М., Углетехиздат, 195 .
87. Хаджиков Р. Н. Сборник примеров и задач по горной механике. Подъемные установки. М., Углетехиздат, 1952.
88. Шклярский Ф. Н. Физико-механические основы электрического рудничного подъема. М., Углетехиздат, 1950.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Введение	5
Часть первая	
Шахтные вентиляторные и водоотливные установки	
Глава I. Основы теории турбомашин	9
§ 1. Принцип действия турбомашин и величины, характеризующие их работу	9
§ 2. Характеристики турбомашин	12
§ 3. Характеристики внешней сети турбомашин	23
§ 4. Режимы работы турбомашин	24
§ 5. Законы пропорциональности и коэффициент быстроходности турбомашин	29
§ 6. Особенности эксплуатации и область промышленного использования турбомашин	31
Глава II. Вентиляторы	33
§ 1. Общие сведения	33
§ 2. Осевые вентиляторы	35
§ 3. Центробежные вентиляторы	52
§ 4. Регулирование давления и производительности вентиляторов	68
§ 5. Совместная работа вентиляторов на общую вентиляционную сеть	73
§ 6. Измерительные приборы	79
Глава III. Калориферные установки	84
Глава IV. Электрооборудование вентиляторов	87
Глава V. Эксплуатация вентиляторных установок	92
Глава VI. Проектирование вентиляторных установок	96
Глава VII. Насосы	103
§ 1. Центробежные насосы	103
§ 2. Поршневые и винтовые насосы	124
§ 3. Совместная работа насосов на общий трубопровод	130
§ 4. Измерительные приборы	133
Глава VIII. Эрифты и гидрозелеваторы	136
Глава IX. Трубопровод насосов	139
Глава X. Электрооборудование насосов	146
Глава XI. Насосные камеры и эксплуатация водоотливных установок	151
§ 1. Насосные камеры	151
§ 2. Эксплуатация водоотливных установок	154
Глава XII. Проектирование водоотливных установок	157

Часть вторая

Шахтные пневматические установки

Глава I. Основы теории компрессоров	163
§ 1. Одноступенчатое сжатие	163
§ 2. Многоступенчатое сжатие	168
§ 3. Производительность компрессора и мощность двигателя для него	172
§ 4. Охлаждение сжимаемого воздуха	174
Глава II. Компрессоры	177
§ 1. Поршневые компрессоры	177
§ 2. Винтовые компрессоры	192
§ 3. Турбокомпрессоры	195
§ 4. Измерительные приборы	207
§ 5. Фильтры для очистки всасываемого воздуха	210
§ 6. Аппараты для смазки компрессоров	210
§ 7. Воздухосборники	213
§ 8. Устройства для охлаждения воды	215
§ 9. Электрооборудование компрессоров	217
Глава III. Воздухопроводная сеть пневматической установки	219
Глава IV. Эксплуатация пневматических установок	231
Глава V. Проектирование пневматических установок	242

Часть третья

Шахтные подъемные установки

Глава I. Механическая часть подъемных установок	248
§ 1. Общие сведения о подъемных установках	248
§ 2. Подъемные сосуды	250
§ 3. Подъемные канаты	268
§ 4. Копровые шкивы и копры	276
§ 5. Органы навивки постоянного радиуса	279
§ 6. Уравновешивание подъемных систем	294
§ 7. Органы навивки переменного радиуса	296
§ 8. Редукторы	301
Глава II. Расположение подъемных установок относительно ствола шахты	302
Глава III. Кинематика и динамика подъемных систем с органами навивки постоянного радиуса	308
§ 1. Продолжительность подъемной операции	308
§ 2. Кинематика подъемных систем	310
§ 3. Динамика подъемных систем	316
§ 4. Особенности системы с противовесом и системы со шкивом трения	324
Глава IV. Кинематика и динамика подъемных систем с органами навивки переменного радиуса	326
§ 1. Кинематика подъемных систем	326
§ 2. Динамика подъемных систем	329
§ 3. Кинематика и динамика подъемных систем с биплундроконическими барабанами	331
Глава V. Мощность двигателя, расход энергии, к. п. д. установки и машины	334
Глава VI. Двигатели, аппаратура управления и защиты подъемных установок	339
§ 1. Асинхронный двигатель	339
§ 2. Привод с двигателем постоянного тока	346

	Стр.
§ 3. Пульт управления, устройства для реверсирования и регулирования скорости	351
§ 4. Тормоза	359
§ 5. Скоростемеры и указатели глубины	378
§ 6. Цепь и аппараты защиты	382
§ 7. Схемы коммутации	389
Г л а в а VII. Эксплуатация подъемных установок	395
Г л а в а VIII. Проектирование подъемных установок	404
Список литературы	414

Ростислав Николаевич Хаджигов

ГОРНАЯ МЕХАНИКА

Редактор издательства Моисеева С. А.
Технический редактор Дунаева Л. В.
Корректор Сметанина Л. В.

Сдано в набор 26/IX 1972 г.
Подписано в печать 26/XII 1972 г.
Т-18678. Формат 60 × 90¹/₁₆. Бумага № 2.
Печ. л. 26,5. Уч.-изд. л. 28,35. Тираж 36000 экз.
Заказ № 2020/3843—12. Цена 1 р. 18 к.

Издательство «Недра», 103633, Москва, К-12
Третьяковский проезд, 1/19.

Ленинградская типография № 6 «Союзполиграф-
прома» при Государственном комитете Совета
Министров СССР по делам издательств, полигра-
фии и книжной торговли. 196006, г. Ленинград,
Московский пр., 91.