

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель

Л.А. ПУЧКОВ

чл.-корр. РАН

Зам. председателя

Л.Х. ГИТИС

*директор
Издательства
«Горная книга»*

Члены редсовета

А.А. БАРЯХ

директор ГИ УрО РАН

А.П. ДМИТРИЕВ

академик РАЕН

Д.Р. КАПЛУНОВ

чл. -корр. РАН

Б.А. КАРТОЗИЯ

академик РАЕН

А.В. КОРЧАК

академик МАН ВШ

М.В. КУРЛЕНЯ

академик РАН

В.Н. ОПАРИН

чл. -корр. РАН

В.Л. ПЕТРОВ

академик МАН ВШ

И.Ю. РАССКАЗОВ

директор ИГД ДВО РАН

К.Н. ТРУБЕЦКОЙ

академик РАН

В.А. ЧАНТУРИЯ

академик РАН

В.Л. ШКУРАТНИК

зав. кафедрой МГГУ

**В.С. КВАГИНИДЗЕ
Г.И. КОЗОВОЙ
Ф.А. ЧАКВЕТАДЗЕ
Ю.А. АНТОНОВ
В.Б. КОРЕЦКИЙ**

БУРОВЫЕ СТАНКИ НА КАРЬЕРАХ

**конструкции
эксплуатация
расчет**

*Допущено Учебно-методическим объединением
вузов Российской Федерации по образованию
в области горного дела в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности «Открытые горные
работы» направления подготовки «Горное дело»
и по специальности «Горные машины и оборудование»
направления подготовки «Технологические машины
и оборудование»*



МОСКВА



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ГОРНАЯ КНИГА»



2012

УДК 33.22:34.7
ББК 622.271:622.242
К32

Книга соответствует «Гигиеническим требованиям к изданиям книжным для взрослых» СанПиН 1.2.1253–03, утвержденным Главным государственным санитарным врачом России 30 марта 2003 г. (ОСТ 29.124–94). Санитарно-эпидемиологическое заключение Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека № 77.99.60.953.Д.014367.12.11

Экспертиза проведена Учебно-методическим объединением высших учебных заведений Российской Федерации по образованию в области горного дела (письмо № 51-91/6 от 21 октября 2008 г.)

**Квагинидзе В.С., Козовой Г.И., Чакветадзе Ф.А.,
Антонов Ю.А., Корецкий В.Б.**

К32 Буровые станки на карьерах. Конструкции, эксплуатация, расчет: Учебное пособие. — М.: Издательство «Горная книга», 2012. — 291 с.: ил. (БИБЛИОТЕКА ГОРНОГО ДЕЛА)
ISBN 978-5-98672-280-1 (в пер.)

Приведены типы буровых станков, применяемых на открытых горных работах, их характеристики, устройство, конструктивное исполнение узлов и инструмента, основные положения по эксплуатации машин на карьерах (область применения, монтаж, организация работы, система технического обслуживания и ремонта, операции технического обслуживания, применяемые смазочные материалы). Изложены основы теории бурения, эксплуатационные расчеты, расчеты узлов и систем буровых станков, деталей машин, меры безопасности при эксплуатации.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Открытые горные работы» направления подготовки «Горное дело» и по специальности «Горные машины и оборудование» направления подготовки «Технологические машины и оборудование». Может быть полезна инженерно-техническим и научным работникам организаций, связанным с проектированием, изготовлением и эксплуатацией бурового оборудования.

ISBN 978-5-98672-280-1

УДК 33.22:34.7
ББК 622.271:622.242

© В.С. Квагинидзе, Г.И. Козовой,
Ф.А. Чакветадзе, Ю.А. Антонов,
В.Б. Корецкий, 2012
© Издательство «Горная книга», 2012
© Дизайн книги.
Издательство «Горная книга», 2012



9 785986 172280 1

ВВЕДЕНИЕ

При разработке открытым способом месторождений полезных ископаемых, сложенных скальными и полускальными породами, буровзрывные работы являются одним из основных технологических процессов, качество которых во многом определяет эффективность последующих процессов (выемочно-погрузочные работы, транспортирование, отвалообразование, обогащение и др.), экономические показатели работы предприятий, эффективность эксплуатации и долговечность карьерного оборудования.

На открытых горных работах для бурения взрывных скважин наибольшее распространение получил вращательный способ бурения шарошечными долотами и резцовыми коронками. В настоящее время до 80% всех объемов бурения на карьерах выполняется станками шарошечного бурения, 19% — станками вращательного бурения с резцовыми коронками и 1% — станками ударного бурения.

Условия эксплуатации буровых станков на карьерах, обуславливающие их производительность и затраты на эксплуатацию, относятся к разряду довольно тяжелых. Наибольшее влияние оказывают горно-геологические, горно-технические и погодноклиматические условия (технологические свойства горных пород, атмосферные осадки, температурный режим, запыленность, значительные нагрузки и др.), вызывающие интенсивный износ и большое количество отказов машин.

Опыт эксплуатации буровых станков на карьерах в различных климатических зонах показывает, что коэффициент технической готовности машин не превышает 0,4–0,5. Это объясняется как недостаточной надежностью самих машин, так и несоответствием условиям использования.

Перспектива развития буровых работ связывается с: созданием станков шарошечного бурения диаметром 320–500 мм; совершенствованием автоматизации управления режимами бурения и вспомогательными операциями; увеличением глубины

бурения скважин до 18–24 м без наращивания бурового става; внедрением новых типов шарошечных долот и дополнительных устройств к ним; более широким применением станков комбинированного бурения.

Применение мощных высокопроизводительных машин, постоянное усложнение их конструкции требуют обеспечения высокой эффективности их использования, которая определяется их экономичностью, производительностью и затратами на эксплуатацию и обеспечивается соответствием основных конструктивных параметров машин условиям эксплуатации.

КОНСТРУКЦИИ БУРОВЫХ МАШИН

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ БУРОВЫХ МАШИН

Буровые машины, применяемые на открытых разработках, классифицируются по следующим признакам:

- способу разрушения горной породы;
- способу приложения силовой нагрузки к буровому инструменту;
- способу удаления продуктов разрушения от забоя скважины;
- роду потребляемой энергии;
- расположению скважины в пространстве;
- назначению.

По способу разрушения горной породы буровые машины подразделяются на механические, физические и комбинированные. К первым относят машины ударно-вращательного и вращательного бурения шарошечными и резцовыми долотами, производящие разрушение горной породы инструментом в соответствии с прикладываемыми к нему силовыми нагрузками. К вторым — машины термического, взрывного, гидравлического, электрогидравлического и ультразвукового бурения, воздействующие на горную породу через жидкую и газообразную среду.

Механический способ бурения скважин осуществляется за счет непосредственного воздействия рабочего инструмента на породу, при котором в последней возникают высокие напряжения, превышающие предел прочности минеральных образований и приводящие к разрушению породы в области контакта с инструментом.

По форме и характеру воздействия бурового инструмента на породу различают бурение: ударное, вращательно-режущее, ударно-вращательное, шарошечное, вращательно-ударное

и комбинированное (с режущо-шарошечным, шарошечно-ударным инструментом и др.).

При физическом или физико-химическом способах бурения разрушение породы осуществляется через жидкую или газообразную среду термическим, взрывным, гидравлическим, электрогидравлическим, ультразвуковым, плазменным, лазерным и др. способами воздействия.

При термическом способе бурения разрушение (шелушение) пород происходит в результате нагрева забоя скважины сверхзвуковыми раскаленными струями и появления в породе термических напряжений, превышающих предел прочности минерального образования.

Взрывное бурение может осуществляться с помощью ампульных или твердых взрывчатых веществ (ВВ), а также струйным способом. Ампулы с жидкими компонентами ВВ (окислитель и горючее) периодически подаются к забою скважины по трубам с водой. Твердые заряды ВВ с детонатором накольного типа автоматически подаются через сопло взрывобура на забой. Удаление породы из скважины осуществляется сжатым воздухом. При струйном способе по специальным трубкам жидкий окислитель и горючее подаются из емкостей к дозирующим приспособлениям забойного взрывобура и непрерывно или прерывисто инициируются взрывы. Разрушенная порода подхватывается восходящим воздушным потоком, образующимся при подаче сжатого воздуха в затрубное пространство.

Гидравлический способ бурения осуществляется тонкой высоконапорной струей воды, подаваемой на забой со сверхзвуковой скоростью, однако с весьма высокими удельными затратами энергии.

Несмотря на создание и внедрение новых физических и комбинированных способов бурения, механическое разрушение горных пород при бурении, в первую очередь станками шарошечного бурения, остается доминирующим, но каждый из механических способов имеет свою область применения и поэтому не может быть полностью вытеснен другими.

По способу приложения силовой нагрузки к буровому инструменту буровые машины подразделяют следующим образом.

Ударное бурение осуществляется за счет последовательно наносимых по забою ударов долотом с энергией P . При ударном бурении (рис. 1.1, а) вращательный момент к долоту не прикладывается. Перед каждым следующим ударом (в момент отскока) инструмент поворачивается на некоторый угол (в ударно-канатных станках — благодаря упругим силам закручивания каната), обеспечивая таким образом разрушение породы по всей площади забоя.

При *ударно-поворотном бурении* (рис. 1.1, б) вращающий момент незначителен, но инструмент непрерывно вращается вокруг своей оси. Порода разрушается в основном при внедрении лезвия инструмента под действием удара. Благодаря же вращению инструмента производится срезание породы, оставшейся в гребешках после удара. Если коронку не поворачивать, то после нескольких ударов поверхность соприкосновения лезвия с разрушенной породой настолько увеличится, что внедрение лезвия и разрушение горной породы прекратятся.

Вращательное бурение резанием (рис. 1.1, в) осуществляется резцом, непрерывно срезающим и скалывающим частицы породы с забоя по винтовой линии передней гранью под действием приложенных осевого усилия $P_{ос}$ и момента вращения $M_{вр}$. Коронка подается на забой вдоль оси скважины со значительным усилием. Вращательное бурение применяют только по слабым углям и породам средней и ниже средней крепости. При крепких породах режущие кромки коронки не способны

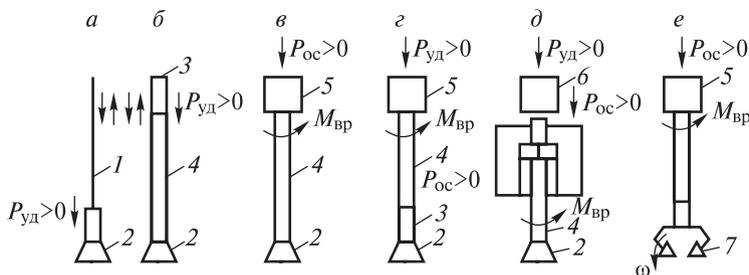


Рис. 1.1. Принципиальные схемы механических способов бурения:

1 — канат; 2 — долото; 3 — ударно-поворотный механизм; 4 — штанга; 5 — вращатель; 6 — ударный механизм; 7 — шарошки; $P_{уд}$ — ударное воздействие; $P_{ос}$ — осевое усилие; $M_{вр}$ — крутящий момент; ω — угловая скорость вращения долота

скалывать стружку значительной толщины и разрушают породу истиранием. В этих условиях работы резцы из металлокерамических, твердых сплавов быстро изнашиваются и скорость бурения падает. Производительно бурить скважины по крепким породам вращательным способом можно алмазными коронками (алмазное бурение), однако ввиду высокой стоимости и дефицитности алмазов (в том числе и искусственных) алмазные коронки используют только в особых случаях.

Существуют два вида вращательного бурения: сплошное и колонковое. В последнем случае коронка разрушает горную породу только в пределах кольцевой щели, а в середине остается kern, поступаемый из скважины крупными кусками. При колонковом бурении поверхность контакта коронки с породой меньше и при той же силе подачи давление выше, чем при сплошном разбуривании.

Вследствие этого бурение с kernом успешно применяется и по породам большой крепости. Однако потери времени на подъем kernа снижают среднюю скорость бурения, в связи с чем такой способ бурения на карьерах применяют только при проходке разведочных скважин.

Ударно-вращательный способ (рис. 1.1, з) сочетает признаки ударного и вращательного бурения резанием. При этом способе удары высокой энергии осуществляются погружным ударником (преимущественно пневматическим) с приложением постоянных, относительно небольших осевого усилия и момента вращения. Порода разрушается ударом долота, а оставшиеся гребешки срезаются при его повороте. Способ бурения применяется по крепким, очень крепким и абразивным породам.

Вращательно-ударное бурение (рис. 1.1, д) объединяет признаки ударного и вращательного способов. По буровому инструменту, прижимаемому к забою с осевым усилием P_{oc} и вращаемому независимым вращателем, непрерывно наносятся удары через хвостовик штанги. Разрушение породы происходит скалыванием и срезанием частиц с забоя. Способ применяется для бурения наклонных и горизонтальных скважин в крепких породах. Широко реализуется во многих конструкциях стан-

ков зарубежного производства, а также в ряде отечественных станков типа СБУ.

Шарошечное бурение (рис. 1.1, е) осуществляется перекатыванием шарошки по забою при вращении долота с высоким моментом и усилием прижатия к забою. Зубья шарошки, набегая на забой, разрушают его ударом и резанием. Способ универсален и весьма распространен. Внешне бурение протекает как вращательное. Однако зубья шарошки имеют кратковременный (ударный) контакт с забоем, в силу чего отсутствует фаза резания, характерная для вращательного бурения с использованием инструмента режущего типа.

По способу удаления продуктов разрушения от забоя буровые машины подразделяют на машины: с непрерывным удалением, осуществляемым сжатым воздухом или воздушно-водяной смесью (при шарошечном и пневмоударном, а в отдельных случаях и при вращательном бурении), парогазовой смесью (при термическом бурении), витыми штангами (шнеками) с одновременной подачей сжатого воздуха либо только шнеками (при вращательном бурении), с периодическим удалением шламовой смеси из скважины с помощью желонки (при ударно-канатном способе бурения) либо с помощью желонки, заполняемых буровой мелочью, продувкой скважины сжатым воздухом (при бурении глубоких скважин погружными пневмоударниками больших диаметров — 400–700 мм).

По роду потребляемой энергии буровые станки подразделяют на электрические, тепловые (дизельные) и пневматические (гидравлические).

Буровые машины с электроприводом получают питание для двигателя от линий электропередач.

К тепловым относятся станки, работающие с приводом от дизеля.

К буровым станкам с пневматическим (гидравлическим) приводом относят машины, получающие питание от автономных пневматических (гидравлических) сетей или компрессорных (насосных) станций.

По расположению скважины в пространстве станки подразделяют на станки для бурения вертикальных, наклонных и горизонтальных скважин.

По назначению буровые машины делятся на машины для бурения шпуров и небольших скважин (колонковые и бурильные молотки) и для бурения скважин среднего и большого диаметра (буровые станки).

1.2. ТИПЫ БУРОВЫХ СТАНКОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ НА КАРЬЕРАХ

Для разведки, вскрытия месторождений и добычи твердых, жидких и газообразных полезных ископаемых, а также для различных вспомогательных целей в горных породах бурят вертикальные, горизонтальные или наклонные скважины и шпуры.

Бурение проводится с помощью буровой установки (бурового станка) — комплекса оборудования, включающего в себя буровую вышку (мачту), силовой привод, механизм передвижения.

Типоразмеры станков определяются главным параметром — диаметром бурения, базируются на десятичном ряде предпочтительных чисел (R10) и предусматриваются для бурения скважин с условным диаметром 100, 125, 200, 250, 320 и 400 мм. Применяются и другие диаметры бурения — 105, 115, 245, 270, 350 мм и пр. Машины зарубежных фирм изготавливаются на диаметры до 445–559 мм. Наиболее распространен диапазон бурения с диаметрами 200–311 мм.

Для бурения взрывных скважин на открытых горных работах применяют станки отечественного производства следующих типов:

СБУ — станки ударно-вращательного бурения (пневмоударного бурения) двух типоразмеров с номинальными диаметрами бурения 105 и 125 мм;

СБР — станки вращательного бурения с резовыми коронками (шнекового бурения) с номинальным диаметром скважины 160 мм и 200 мм;

СБШ — станки вращательного бурения шарошечными долотами (шарошечного бурения) пяти типоразмеров с номинальными диаметрами бурения 160, 200, 250, 320 и 400 мм.

Применяются также станки комбинированного бурения, сочетающие в себе различные способы бурения (механические или механические и немеханические).

В условное обозначение станка входят: тип станка, диаметр бурения в мм и допустимая глубина скважины в м. Угол наклона скважины к вертикали устанавливается для всех станков в 0° , 15° и 30° , но может иметь шаг и 5° .

1.3. СТАНКИ УДАРНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ ПОГРУЖНЫМИ ПНЕВМОУДАРНИКАМИ

Станки ударно-вращательного бурения типа СБУ предназначены для проходки вертикальных и наклонных скважин в трудновзрываемых породах с коэффициентом крепости 6-20. Применяются при выполнении работ в сложных горно-геологических условиях на стесненных рабочих площадках открытых горных работ и строительных объектах.

Станки изготавливаются Кыштымским машзаводом в различных модификациях с условными диаметрами 100(125) и 125(160) мм: СБУ-100Н-35, СБУ-100Г-32 (СБУ-100П-35), 2СБУ-100-32М, 3СБУ-100-32, СБУ-100ГА-50, СБУ-125-24, СБУ-125А-32 и СБУ-125У-52.

Станки 2СБУ-100-32 и СБУ-100ГА-50 имеют общий принцип конструкции, но отличаются мощностью пневмоударника, глубиной бурения и способом перемещения.

Станок 3СБУ-100-32 (рис. 1.2) имеет гидрофицированный привод всех основных механизмов: вращателя, подачи бурового става, гусеничного хода, поворота кассеты на ось бурения, а также манипулятора мачты, позволяющего устанавливать ее под заданным углом в пространстве забоя.

Вращатель (рис. 1.3) жестко крепится болтами к направляющей плите мачты 19 и включает аксиально-поршневой гидромотор 1 вращателя, закрепленный на разъемном корпусе одноступенчатого редуктора 5.

Вращение от гидромотора через зубчатую муфту 2-3-4 передается на вал-шестерню 8, находящуюся в зацеплении с зубчатым колесом 18, посаженным на шлицах на ступицу 10. Во внутренней полости ступицы подвижно на шлицах установлен шпindel 11, в нижней части которого крепится переходник 14, жестко соединенный болтами с фланцем 12. Чтобы

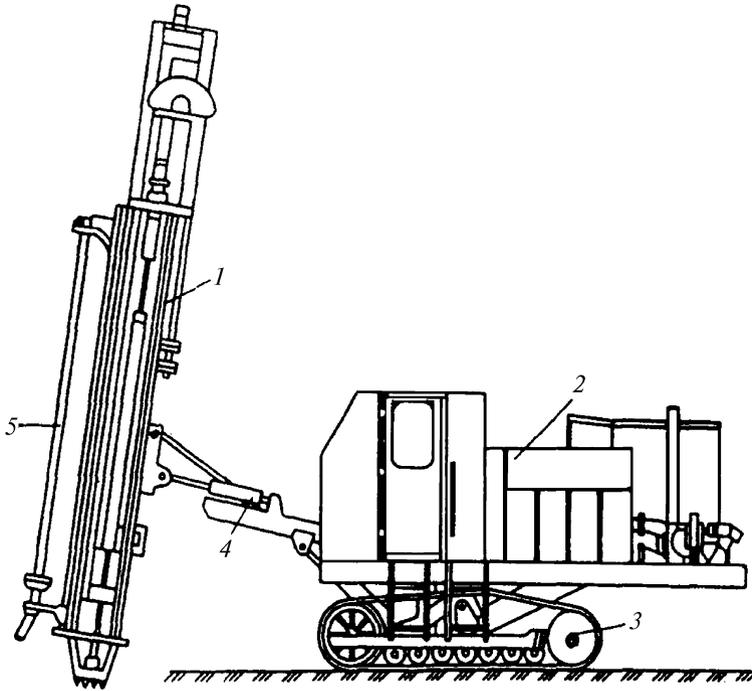


Рис. 1.2. Станок ударно-вращательного бурения ЗСБУ-100-32:

1 — рабочий орган; 2 — кузов; 3 — ходовая часть; 4 — манипулятор; 5 — кассета

предотвратить осевое смещение переходника, в кольцевую проточку шпинделя уложено разъемное кольцо 13. В нижней части переходника имеется резьба для соединения со штангами. Вал-шестерня редуктора крепится в двух шариковых подшипниках 6 и 7, а ступица шпинделя — в двух конических роликоподшипниках 9 и 24.

Жесткую фиксацию резьбового соединения переходника со штангой обеспечивает механизм стопорения, в состав которого входит подвижная втулка 15, способная перемещаться по переходнику на 35 мм. В нижнем положении втулка внутренним шестигранником, надвигаясь на шестигранную поверхность штанги, фиксирует штангу на резьбе шпинделя. Перемещение втулки производится от штока гидроцилиндра 17, шарнирно соединенного с вилкой 16. С одной стороны вилка соединена

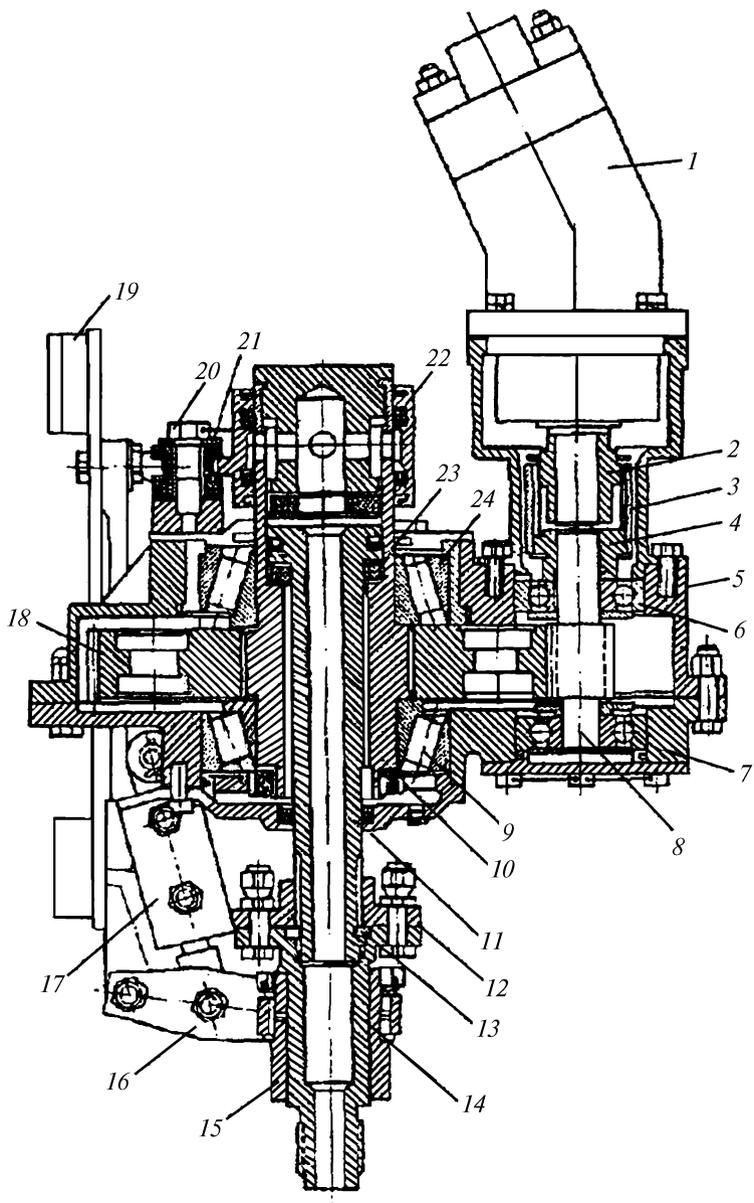


Рис. 1.3. Вращатель станка ЗСБУ-100-32

шарнирно с плитой вращателя, с другой — через хомут подвижно с втулкой 15. Такое крепление позволяет втулке свободно вращаться на вилке. Для снижения ударных нагрузок на редуктор вращателя между ступицей и шпинделем установлены резиновые амортизаторы 23. Подача сжатого воздуха к пневмоударнику осуществляется через радиальный патрубок сальникового узла 22. Чтобы избежать вращения, сальниковый узел фиксируется фланцевым креплением болтами 20 через резиновые втулки 21.

Станок СБУ-125У-52 (рис. 1.4) на гусеничном ходу 1, балансируно связанном с рамой платформы 9, имеет мачту 4, вращатель 10, гидроцилиндр подачи 5 и кассету 3 со штангами. Разрушение породы на забое осуществляется долотом 12 пневмоударника, соединенного со штангой 11. Процессом бурения машинист управляет из кабины 2. Горизонтирование станка обеспечивается тремя гидродомкратами — одним задним 8 и двумя передними 13. На станке имеется система пылеподавления 7. В кузове 6 расположены маслостанция, системы управления приводами и вспомогательные механизмы.

В качестве приводов на станках типа СБУ используют электрические, гидравлические и пневматические приводы.

Кинематические схемы станков типа СБУ можно разделить на две группы.

1. Станки СБУ-100 имеют унифицированную кинематическую схему (рис. 1.5). Спуско-подъемные операции штанги 2 с пневмоударником 1 и двухступенчатым планетарным редуктором вращателя 4 с его асинхронным электродвигателем М1 осуществляются пневмоцилиндром 3 через его шток 5 по трубчатому направляющему мачты. Шпиндель вращателя соединяется со штангой через амортизатор 14. Наклон мачты обеспечивается гидроцилиндром 9, поворотом ее относительно шарнира 10 рамы платформы станка. Подача сжатого воздуха к пневмоударнику 1 осуществляется через патрубок 15 втулки нижнего конца редуктора 4 и далее через внутреннюю полость штанги, две гусеничные тележки 7 приводятся от индивидуальных электродвигателей М2 через червячную пару бортового редуктора 8 и ведущую звездочку 11. Натяжение гусеничной цепи осуществляется гидроцилиндром 12 через направляющий каток 13. Гидродомкраты 6 горизонтируют станок на уступе.

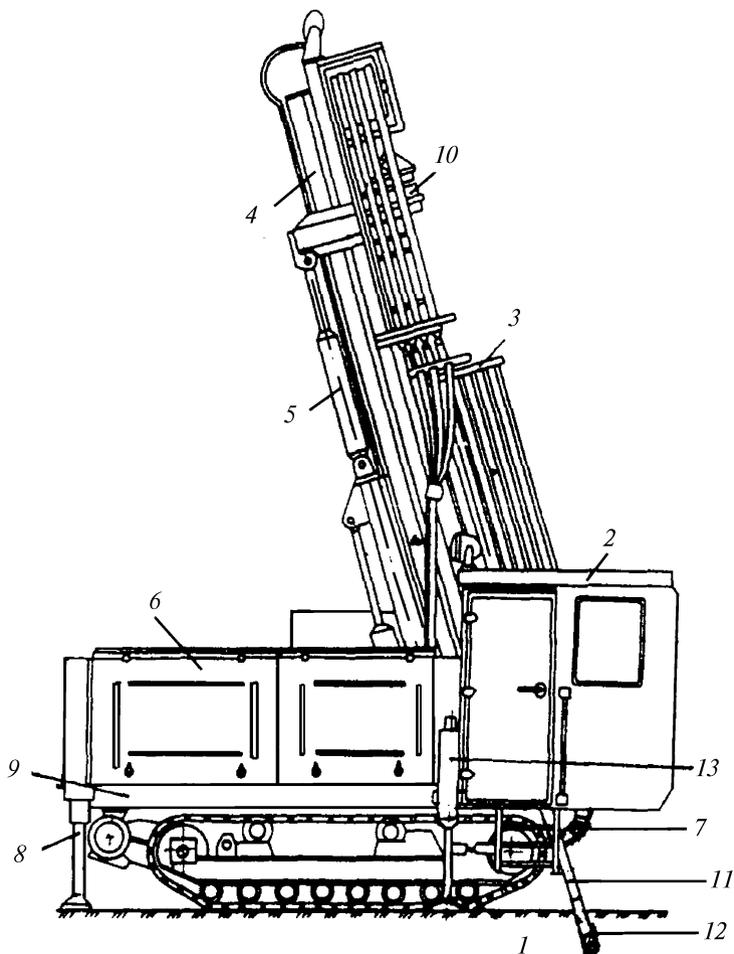


Рис. 1.4. Станок ударно-вращательного бурения СБУ-125У-52

2. Станки типа СБУ-125А-32 имеют отличающуюся от СБУ-100 кинематическую схему (рис. 1.6). Вращение штанги 1 с пневмоударником 2 осуществляется через двухступенчатый планетарный редуктор 3 от двухскоростного электродвигателя М1. Подача вращателя осуществляется от пневмодвигателя М2 с частотой вращения $33,33 \text{ с}^{-1}$ при номинальной мощности 5,5 кВт через установленный у основания мачты двухступенчатый редуктор с цилиндрической парой 7 и глобоидной переда-

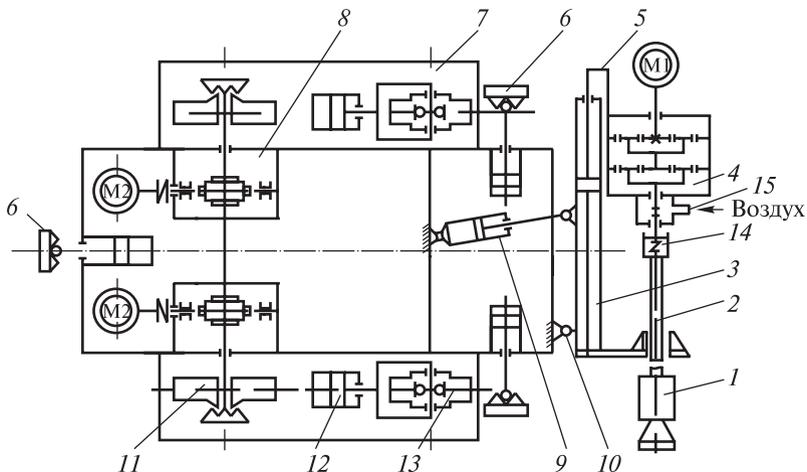


Рис. 1.5. Кинематическая схема станка СБУ-100-32

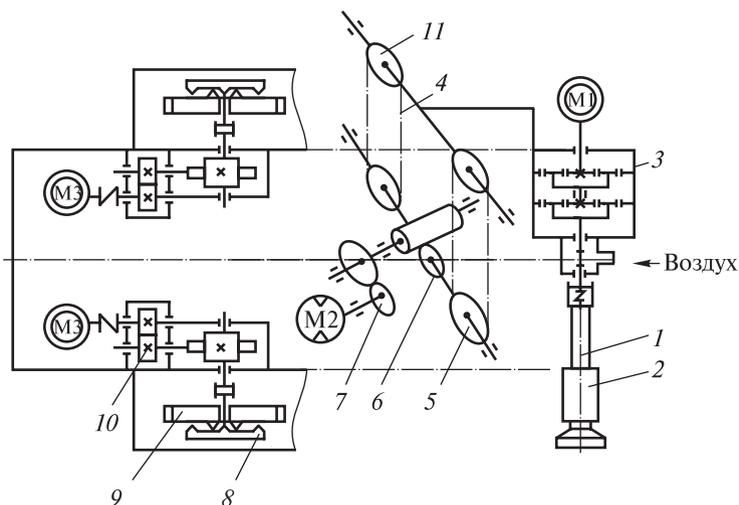


Рис. 1.6. Кинематическая схема станка СБУ-125А-32

чей 6 с общим передаточным отношением 94,4. На выходном валу редуктора имеются две приводные звездочки 5. Втулочно-роликовые цепи 4 огибают направляющие звездочки 11, установленные на верхнем обводе мачты. В своей средней части цепи закреплены на корпусе вращателя и передают ему свое движение.

Регулирование скорости и усилия подачи достигается изменением расхода воздуха, а направления движения — реверсированием воздушной струи.

Привод гусениц осуществляется от двух электродвигателей МЗ через двухскоростной редуктор с цилиндрической 10 и червячной ступенями и далее через зубчатую муфту 8 на ведущую звездочку 9.

Силовые цилиндры гидросистемы станка получают питание от маслостанции.

Ходовое оборудование станков типа СБУ-100 выполняется в трех модификациях.

Станок 2СБУ-100-32 не имеет ходового устройства и перемещается с помощью специального тягового барабана, расположенного на шпинделе станка. Станок СБУ-100П-32 имеет пневмоколесный ход с приводом от двух электродвигателей через бортовые редукторы на два ведущих колеса. При транспортировке на дальние расстояния бортовые редукторы отключаются от ведущих колес и перемещение станка осуществляется буксировкой.

Все остальные модификации станков имеют гусеничный ход с индивидуальным приводом от асинхронного электродвигателя и червячный редуктор с тормозным устройством, за исключением станка 3СБУ-100-32, имеющего индивидуальный привод хода от аксиально-поршневых гидромоторов через бортовой планетарный редуктор.

Все станки ударно-вращательного бурения с пневмоударниками оснащены трехступенчатой схемой сухого пылеулавливания.

Технические характеристики станков ударно-вращательного бурения приведены в табл. 1.1.

1.4. СТАНКИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ РЕЗЦОВЫМИ ДОЛОТАМИ

Станки вращательного бурения резцовыми долотами предназначены для бурения вертикальных и наклонных взрывных скважин по углю и породам с коэффициентом крепости

Технические характеристики станков ударно-вращательного бурения

Параметры	Модель бурового станка				
	2СБУ-100-23М (СБУ-100Н-35)	3-СБУ-100-32	СБУ-100-35 СБУ-100-ГА-50	СБУ-125-24 СБУ-125-А-32	СБУ-125У-52
Диаметр скважины, мм	100(125)	85; 110	110; 130	125	125-160
Глубина бурения по вертикали, м	32(35)	32	32; 50	24; 32	52
Угол наклона скважины к вертикали, градус	0-90	манипулятор	0; 15; 30	0; 15; 30	0-30
Штанга, мм:					
длина	950	950	950	2930	4250
диаметр	83	83	83	89	108
Установленная мощность, кВт	4	59 (дизель)	24	42	80
Мощность вращателя, кВт	4	4	4	3,8/6,2	35
Частота вращения бурового става, с ⁻¹	0,77	0,65-1,33	0,77	0,37; 0,75	0,41-1,5
Крутящий момент на долоте, кН·м	0,83	2,0	0,83	1,67; 1,37	2,4
Усилие подачи на забой, кН	1,0-6,0	До 25	1,0-6,0	4,5-20	До 50
Ход подачи, мм	1050	1800	1050	3700	4400
Скорость подачи, м/с	0,25	0,33	0,25	0,17	0,4
Тип пневмодарника	П-110К	П-110К	П-125К	П-110К	П-110К
Тип долота	К-110	К-110К	К-125К	К-125К	К-125К
Мощность ходовых двигателей, кВт	-	-	2-5,5	2-10	2-20
Скорость передвижения, км/ч	-	0,8-1,6	0,83	1,0	0,9
Давление на грунт, МПа	-	0,089	0,05	0,09	0,085
Габариты в рабочем положении, мм:					
длина	1135	-	4000	4250	5600
ширина	430	-	2210	3000	3200
высота	2375	-	2210	3000	3200
Масса станка (сухая), кг	270	8500	5000	8500	13 500

менее 6 и имеют модификации СБР-160А-24, 2СБР-160-25 и СБР-160Б-32 (рис. 1.7), отличающиеся, главным образом, глубиной бурения и второстепенными деталями.

Машины состоят из следующих основных узлов и систем: многоопорного гусеничного хода с электроприводом; рамы с кузовом и кабины машиниста; мачты с направляющими

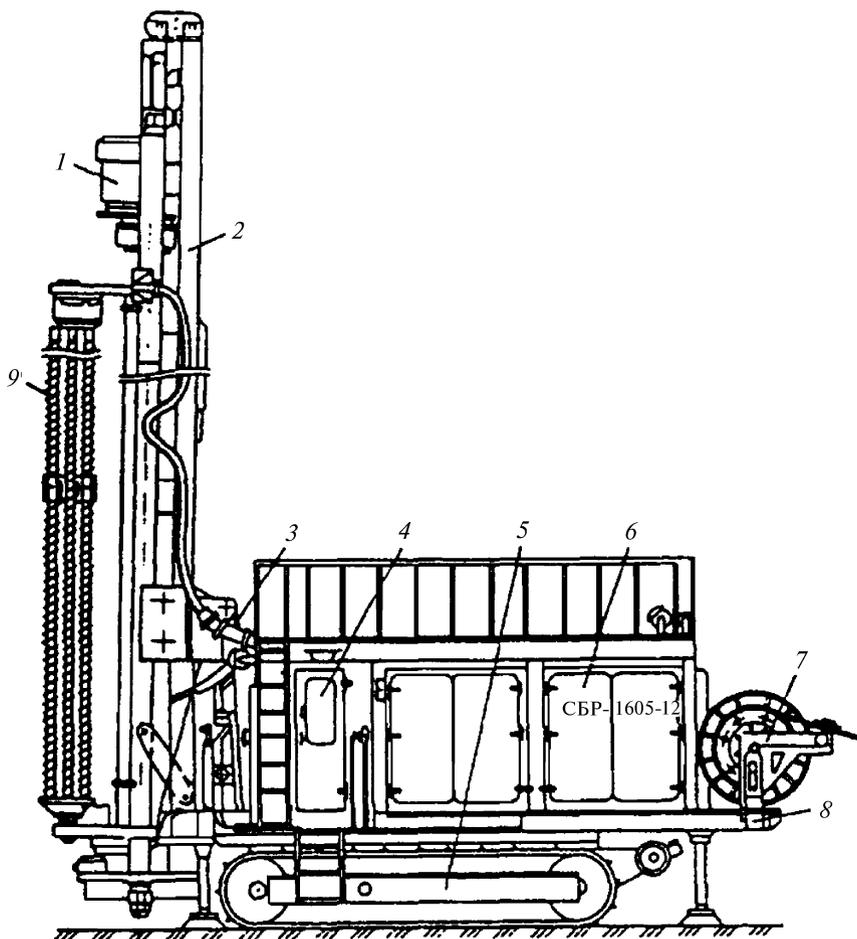


Рис. 1.7. Станок режуще-вращательного бурения СБР-160Б-32:

1 — вращатель; 2 — мачта; 3 — гидроцилиндры подъема и опускания мачты; 4 — кабина; 5 — ходовая часть; 6 — кузов; 7 — кабельный барабан; 8 — рама станка; 9 — кассета

для перемещения бурового става и вращателя; кассеты для хранения шнеков; механизма свинчивания–развинчивания; механизма подачи бурового става на забой; гидроцилиндров выравнивания станка и подъема мачты; компрессорной станции; гидро- и пневмосистем; электрической части; кабельного барабана. Компрессорная установка станка используется при шнеко-пневматической очистке скважины от буровой мелочи. Привод станка — электрический, от карьерной сети переменного тока.

Размещение оборудования на раме бурового станка СБР-160 показано на рис. 1.8.

Кинематическая схема станка СБР-160Б-32 приведена на рис. 1.9. Вращение буровому ставу передается от вращателя 1 с трехскоростным асинхронным двигателем М2 и двухступенчатым редуктором (изменение частоты вращения двигателя — ступенчато, переключением числа пар его полюсов). Быстрый спуск–подъем бурового става 25 осуществляется электродвигателем М5 через муфту 9 двухступенчатого редуктора, выходной вал которого через зубчатую муфту связан с барабаном 10. При этом гидродвигатель МГ1, использующийся для медленной подачи става на забой при бурении, отключается электромагнитной муфтой 7 и не работает.

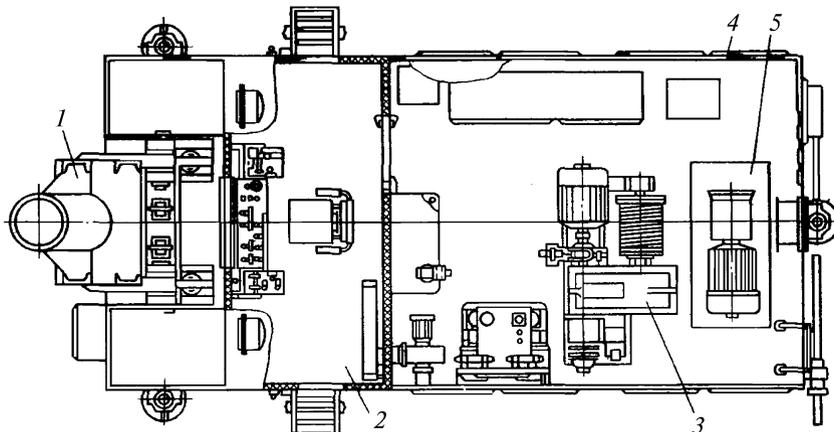


Рис. 1.8. Расположение оборудования на раме бурового станка СБР-160:
1 — рабочий орган; 2 — кабина; 3 — механизм подачи; 4 — кузов; 5 — компрессорная станция

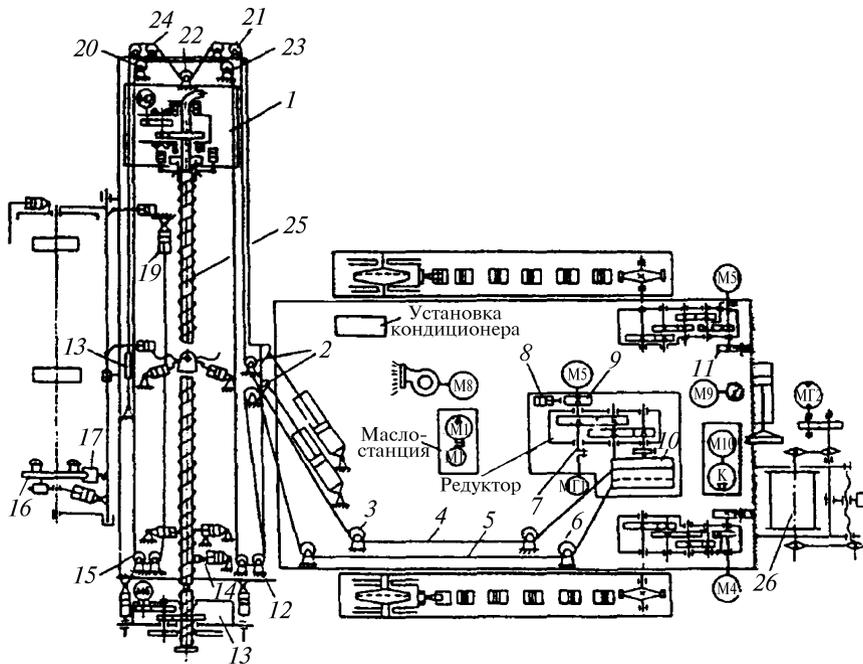


Рис. 1.9. Кинематическая схема станка СБР-160Б-32

При работе МГ1 нормально замкнутый тормоз δ расторможен, а ротор двигателя М5 вращается вхолостую. Замыкание тормоза δ позволяет удерживать буровой став на весу. Регулирование скорости МГ1 производится дросселем с пульта управления.

Кроме принудительной подачи става на забой, имеется возможность его опускания под действием собственного веса при разомкнутом тормозе δ . Подъемный канат 4 от барабана 10 через блоки 3, 2, 21 и блоки 22, 24, закрепленные на каретке вращателя 1, поднимают последний, так как канат другим концом закреплен в мачте у его натяжного устройства 18. Напорный канат 5 от барабана 10 по блокам 6, 2, 12 передает усилие подачи каретке вращателя через блоки 23 и 20, установленные на ее корпусе, и далее огибает блоки 15 и закрепляется на натяжном гидроцилиндре 19. При сматывании одной ветви каната с барабана, другая наматывается на место смотанного.

Подача штанг на ось бурения осуществляется из кассеты 16, поворачиваемой храповым механизмом 17 с приводом от гидро-

цилиндра. При сборке–разборке буровой снаряд удерживается вилкой 14 с гидроприводом.

Привод гусениц независимый, от электродвигателей М3 и М4 через бортовые редукторы, муфты и колодочные тормоза 11. Последние при буксировке станка посторонней тягой принудительно размыкаются.

Компрессор К и вентиляторы машинного отделения приводятся от электродвигателей М10, М8 и М9. Кабельный барабан 26 емкостью 350 м приводится во вращение от гидродвигателя МГ2 через редуктор и цепную передачу. Для удаления штыба от устья скважины используют лопастной штыбоотбрасыватель 13, приводимый в движение от электродвигателя М6 мощностью 1,5 кВт. Привод насоса Н7 маслостанции обеспечивается электродвигателем М7 мощностью 7,5 кВт.

Работа механизмов и устройств станка обеспечивается гидросистемой.

На станке СБР-160Б-32 механизированы операции по сборке–разборке бурового става. Для этого шнеки снабжены полуавтоматическим замковым соединением, работающим на принципе пружинного защелкивания стыкуемых концов шнековых штанг. Для разборки става нижний шнек фиксируется вилкой, а штоки гидроцилиндров-размыкателей утапливают защелки и размыкают замок.

Изготовитель станков СБР-160А-24 и 2СБР-125-30 — Карпинский машзавод.

Для бурения сложноструктурных пород созданы станки комбинированного бурения, использующие режущие, шарошечные и комбинированные долота.

Буровой станок 2СБР-125 — высокоманевренная буровая установка, все основные механизмы которой приводятся от гидродвигателей. Он предназначен для бурения направленных взрывных скважин по углю и породам на угольных разрезах, карьерах нерудных полезных ископаемых и в строительстве. Станок можно использовать с режущим буровым инструментом со шнековой и шнекопневматической очисткой скважин, а также с шарошечными долотами с пневматической очисткой. Сжатый воздух вырабатывается передвижной компрессорной станцией.

Станок (рис. 1.10) состоит из рабочего органа 1, ходового механизма 2, кабины 3, гидросистемы 4, электрооборудования 5 и пылеулавливающей установки 6.

Штанги 7 бурового става располагаются в кассете рабочего органа, который может быть установлен при помощи цилиндра 8 под необходимым углом к горизонту. Точность установки контролируется по угломеру 9. При бурении станок устанавливается на трех гидродомкратах 10. В транспортном положении рабочий орган опирается на опору 11. По шлангу 12 к станку подается сжатый воздух от компрессора.

Кинематическая схема станка 2СБР-125 приведена на рис. 1.11.

Буровой инструмент 1 станка 2СБР-125 приводится во вращение от гидродвигателя 2 типа МН250/100 через планетарный редуктор 3 с общим передаточным отношением 4,125. Частота вращения гидродвигателя может варьироваться в пределах от 0 до 1120 об/мин изменением количества гидрожидкости, подаваемой к гидродвигателю. Этим обеспечивается изменение частоты вращения бурового става в пределах от 0 до 260 об/мин. На выходном валу редуктора установлена концевая муфта 4 для присоединения буровой штанги, механизации операций по сборке-разборке бурового става и подвода воздуха к буровому инструменту.

Перемещение кассеты 5 с шестью штангами на ось бурения и обратно производится гидроцилиндрами 6.

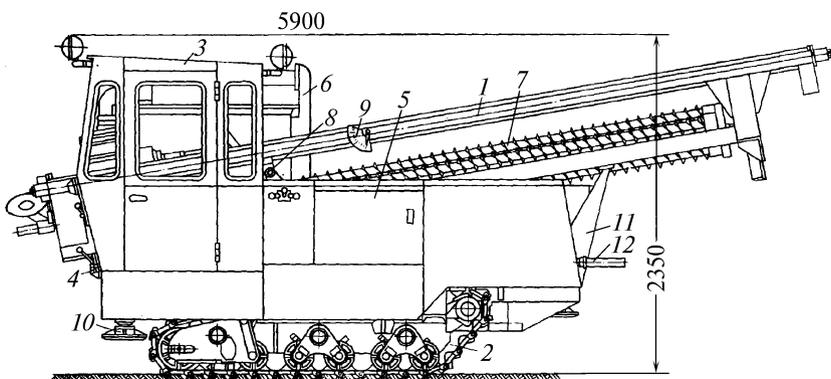


Рис. 1.10. Буровой станок 2СБР-125

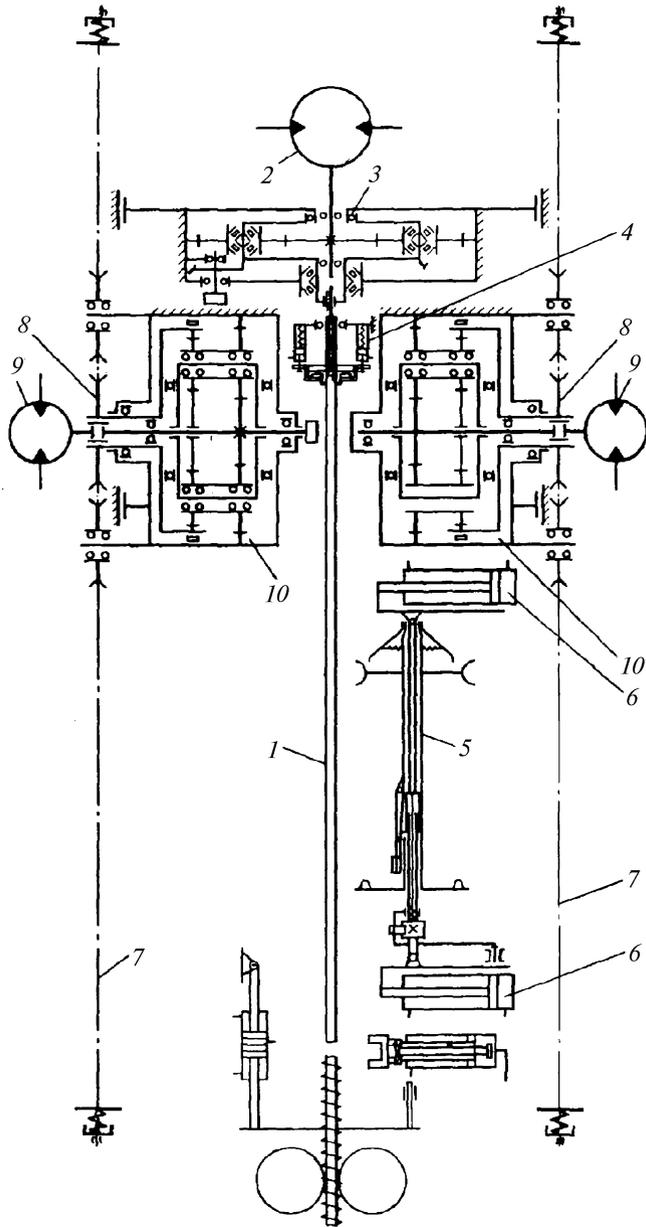


Рис. 1.11. Кинематическая схема 2СБР-125

Перемещение вращательно-подающего механизма по мачте осуществляется по двум закрепленным на мачте втулочно-роликовым цепям 7, с которыми сцеплены звездочки 8, получающие вращение от двух гидродвигателей 9 типа Г15-23Н через планетарные редукторы 10 с передаточным отношением 41,139. Механизм подачи обеспечивает усилие подачи на забой от 0 до 38 кН и скорость подачи от 0 до 25 м/мин. Регулирование скорости подачи осуществляется изменением количества гидроджидкости, подаваемой к гидродвигателям 9.

Привод гусениц осуществляется от отдельных гидродвигателей типа ВЛГ-400А через зубчатые муфты и цепные передачи.

Технические характеристики станков вращательного бурения приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Технические характеристики станков вращательного бурения

Параметры	Модель бурового станка		
	СБР-160А-24	СБР-160Б-32	2СБР-125-30
Диаметр скважины, мм	160	160	115; 125
Глубина бурения по вертикали, м	24	32	30
Угол наклона скважины к вертикали, градус	0; 15; 30	0; 15; 30	0; 15; 30
Длина штанги, мм	8390	8390	4200
Мощность двигателя вращателя, кВт	36/40/50	36/40/50	40
Частота вращения бурового става, с ⁻¹	1,7; 2,3; 3,3	1,7; 2,3; 3,3	0–4,2
Крутящий момент на долоте, кН·м	3,2	3,2	1,8
Усилие подачи на забой, кН	65	80	до 40
Скорость подачи, м/с	0–5	0–5	0–25
Мощность ходовых двигателей, кВт	2·15	2·15	26
Скорость передвижения, км/ч	0,9	0,9	до 1,5
Угол преодолеваемый станком, градус	15	15	до 15
Габариты в рабочем положении, мм:			
длина	7080	7080	5200
ширина	3400	3400	3250
высота	12 925	12 925	7200
Масса станка (сухая), кг	25 000	32 000	12 000

1.5. СТАНКИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ ШАРОШЕЧНЫМИ ДОЛОТАМИ

Станки вращательного бурения шарошечными долотами типа СБШ предназначены для бурения взрывных скважин на открытых горных разработках в сухих и обводненных, монолитных и трещиноватых породах с коэффициентом крепости 6–18 и состоят из следующих основных узлов: гусеничного хода с индивидуальным приводом на каждую гусеницу; платформы с машинным отделением, маслостанцией, компрессорной установкой и электрооборудованием; мачты с рабочим органом, состоящим из механизма вращения и подачи бурового става; механизма свинчивания–развинчивания штанг; сепаратора или кассеты для штанг; пылеулавливающей установки или емкости для воды; кабины машиниста; гидро- и пневмосистем и кабельного барабана. Подъем и опускание мачты осуществляется с помощью двух гидроцилиндров, а горизонтирование станка — с помощью трех или четырех гидродомкратов.

Станки 3СБШ-200-60 и 6СБШ-200-32 являются модификациями выпускавшихся ранее станков СБШ-200-32 и 2СБШ-200-40 и имеют также патронную схему ВПМ, тиристорный привод механизма вращения бурового става и хода, мачту с открытой передней панелью, кабельный барабан и штангу увеличенной до 12 м длины против 8 м, вертлюг с отдельным приводом шпинделя, что позволяет одновременное свинчивание верхнего и нижнего ниппелей буровой штанги при свинчивании–развинчивании стыков става и сокращает затраты времени на выполнение вспомогательных операций. Система пылеулавливания — сухая, кабина машиниста установлена на пружинных амортизаторах.

Пневмосистема станка работает от винтового компрессора 6ВКМ-25/8. Давление воздуха во всех звеньях контролируется манометрами и регулируется дистанционно из кабины машиниста. Очистка воздуха, поступающего из скважины, от продуктов разрушения осуществляется сухим методом в рукавных фильтрах.

Схема управления станком осуществляет два режима: «Ручные операции» — позволяющий управлять главным электро-

приводом и гидросистемой при сборке и разборке бурового става, и «Бурение» — обеспечивающий автоматический перехват каждой штанги патроном бурового става в процессе бурения скважины на глубину.

Кабина машиниста оборудована приборами, показывающими величину тока нагрузки электродвигателей, частоту вращения бурового става, усилие его подачи на забой и механическую скорость бурения.

Питание станка электроэнергией осуществляется от карьерной сети через передвижную понижающую трансформаторную подстанцию, от которой ток напряжением 380 В с помощью двух гибких кабелей подается через вводную коробку станка ко всем его потребителям, за исключением цепей освещения и отопления.

На платформе гусеничной тележки 4 (рис. 1.12) станка смонтирована мачта 9, которая в рабочее и транспортное положения устанавливается двумя гидроцилиндрами 3. В рабочем положении мачта фиксируется телескопическим подкосом 8, а в транспортном положении — на задней опоре 6. Мачта станка представляет собой сварную конструкцию из труб квадратного сечения и листового металла с открытой передней панелью. На мачте смонтированы: ВПМ (вращатель, гидropатрон, два напорных гидроцилиндра), кассета с четырьмя штангами, гидроключ развинчивания бурового става, блоки подъемного каната, вертлюг, приспособление для смены долота, гидроцилиндры подъема мачты в рабочее положение. Перед опусканием мачты в транспортное положение необходимо отсоединить ее от передней опоры, а гидроцилиндры опустить до соприкосновения мачты с задней опорой. При установке рабочего органа под необходимый угол бурения передняя опора крепится к задним кронштейнам на платформе. Перед бурением станок устанавливается в горизонтальное положение четырьмя гидравлическими домкратами — передними 2 и задними 5.

Станок питается электроэнергией от низковольтной сети переменного тока напряжением 380 В с помощью гибкого кабеля через кабельный барабан 7. Управление станком осуществляется из кабины 1.

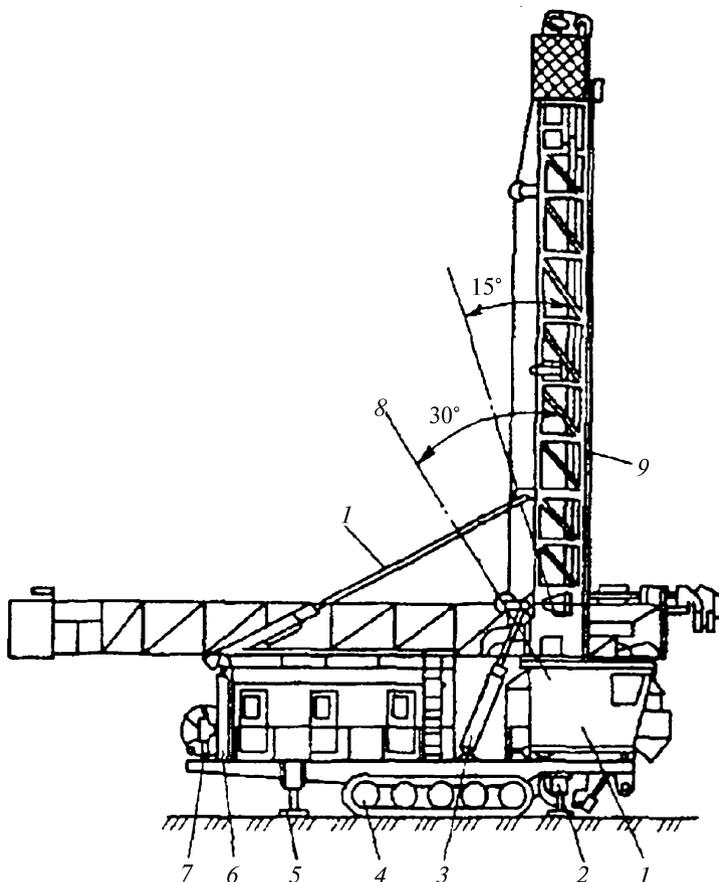


Рис. 1.12. Станок шарошечного бурения ЗСБШ-200-60:

1 — кабина машиниста; *2* — передний домкрат выравнивания станка; *3* — гидроцилиндры наклона мачты; *4* — гусеничные тележки; *5* — задний домкрат выравнивания станка; *6* — задняя опора мачты; *7* — кабельный барабан; *8* — телескопический подкос мачты; *9* — мачта

Размещение оборудования на раме станка ЗСБШ-200-60 показано на рис. 1.13. В передней части платформы по продольной оси станка на передней опоре *20* находится рабочий орган *1*, все узлы которого смонтированы внутри мачты.

Между рабочим органом и машинным помещением на платформе размещена лебедка *19* подъема бурового става. С левой стороны передней части платформы (по ходу движения станка)

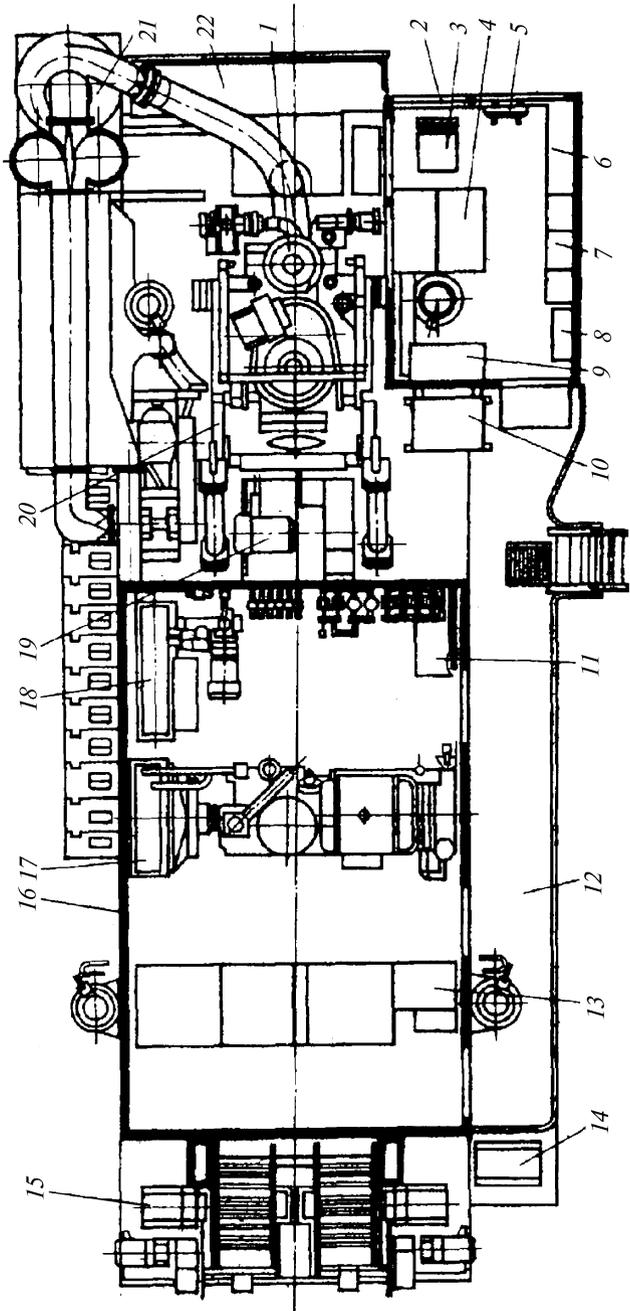


Рис. 1.13. Размещение оборудования на раме станка ЗСБШ-200-60

расположена установка сухого пылеулавливания с трехступенчатой очисткой и замкнутым потоком 21. В задней части размещены машинное помещение 16, в котором установлено оборудование: компрессорная установка 17 для удаления буровой мелочи из скважины, гидропривод 18, состоящий из гидробака, гидроблоков, приводов, силового и вспомогательного насосов, три станции управления, два настенных электрошкафа 13 и вспомогательное оборудование.

Машинное помещение представляет собой сварную панельную конструкцию, установленную на платформе станка, и имеет люки и проемы в стенах и крыше для облегчения обслуживания во время эксплуатации станка и демонтажа оборудования при ремонте. В машинном помещении установлен верстак 11 с тисками для ремонтных работ. Необходимый для работы материал, долота и масла хранятся в приемке средней части платформы. Вход в машинное помещение предусмотрен с площадки 12 кабины управления. На площадке находится сварочный трансформатор 14. Для создания комфортных условий в машинном помещении имеются два осевых вентилятора.

С правой стороны передней части платформы расположена кабина управления 2, которая является рабочим местом машиниста станка. Она представляет собой сварную панельную конструкцию, установленную на платформе станка с амортизаторами для снижения вибрации. В кабине предусмотрены две двери, входная со стороны машинного помещения и выходная — со стороны рабочей площадки 22, пульт управления 4 станком, электрошкаф 9 автоматизации процесса бурения, щит 8 управления кондиционером, шкаф 7 для одежды, тумбочка 6, сиденье откидное 5 и огнетушитель. Перед пультом управления смонтировано поворачивающееся кресло 3 оператора. Стены кабины утеплены, пол — деревянный настил, покрытый линолеумом. На крыше кабины управления размещены прожекторы для освещения рабочего органа и пути передвижения станка, а со стороны входной двери — кондиционер 10.

Станки СБШ-200 всех моделей изготавливаются в России Бузулукским заводом тяжелого машиностроения, на Украине Барвенковским заводом.

Станок СБШ-250МНА-32 (СБШ-250МН) (рис. 1.14) предназначен для бурения вертикальных и наклонных скважин в сухих и обводненных, а также трещиноватых породах.

Станок смонтирован на гусеничном ходу 3. На его осях устанавливается платформа станка с машинным помещением 2, являющимся силовой конструкцией станка.

В передней части станка по продольной оси установлен рабочий орган 1 на специальных опорах, закрепленных на силовых элементах машинного помещения. Он устанавливается

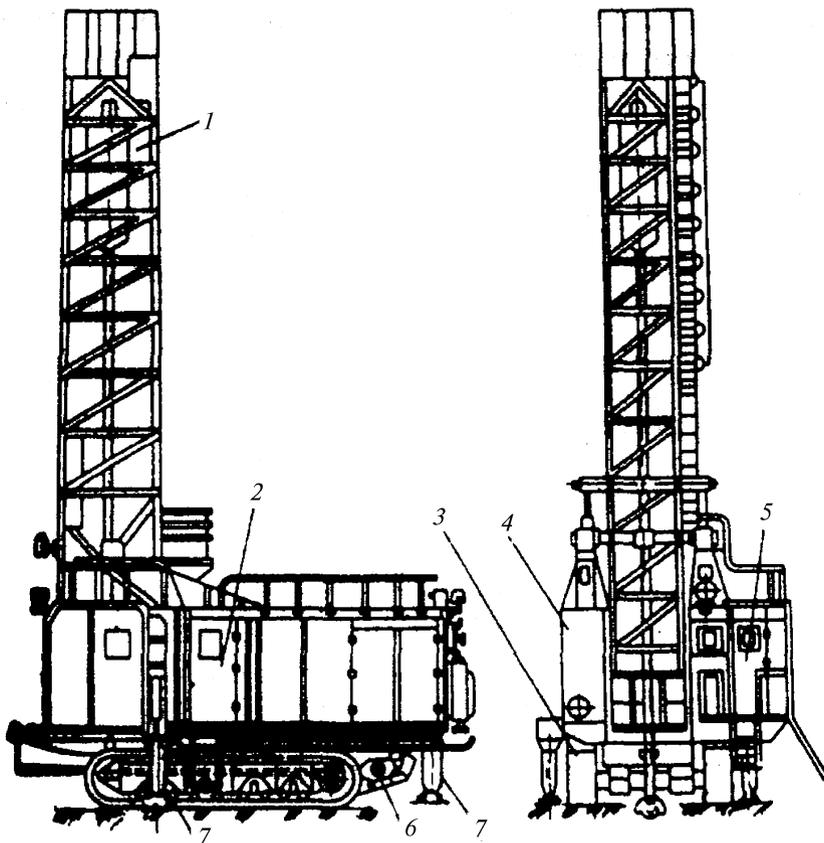


Рис. 1.14. Станок шарошечного бурения СБШ-250МНА-32:

1 — мачта; 2 — машинное отделение; 3 — гусеничные тележки; 4 — бак пылеподавляющей системы; 5 — кабина машиниста; 6 — электродвигатели хода; 7 — гидродомкраты

в рабочее и транспортное положения двумя гидроцилиндрами, шарнирно соединенными с опорами мачты. Установка станка в горизонтальное положение производится тремя гидродомкратами 7, двумя передними и задним. Управление станком осуществляется из кабины 5.

К основным конструктивным особенностям станка относятся: наличие верхнего привода вращения бурового става, непрерывная подача бурового става на всю длину (8 м) штанги, воздушно-водяная система пылеподавления при бурении, механизация операций по сборке и разборке бурового става. Станок выпускается Воронежским заводом горно-обогачительного оборудования.

Все узлы рабочего органа смонтированы в мачте. Основные из них — вращательно-подающий механизм, кассета секторного типа с тремя штангами, механизм развинчивания штанг, верхний ключ с гидроприводом.

Мачта представляет собой сварную пространственную ферму, на верхней обвязке которой смонтирована опора блока механизма подачи, а на нижней установлены гидроцилиндры канатно-поршневой системы подачи и механизма развинчивания штанг и верхний ключ. Вдоль мачты идут направляющие для каретки вращателя и натяжной каретки гирлянды. Внутри мачты располагается кассетирующее устройство для удержания трех штанг и подачи их на ось скважины при наращивании бурового става. Заваливание мачты осуществляется двумя гидроцилиндрами. В рабочем положении мачта закрепляется специальным механизмом, расположенным на консолях машинного отделения.

Подвод электроэнергии к двигателю вращателя и подача воздушно-водяной смеси для продувки скважины выполняются с помощью гибкой гирлянды, в которой объединены кабель, воздушный и водяной рукава.

Свинчивание и развинчивание штанг и шарошечного долота осуществляется шпинделем. Гидравлическая схема станка обеспечивает создание осевого усилия на долоте, перемещение бурового става, свинчивание и развинчивание штанг и долота, подвод и отвод штанг в кассету, разбор и наращивание бурового

става, подъем и опускание мачты и горизонтирование станка на трех гидродомкратах.

Управляют механизмами станка с трех пультов, основной из которых расположен в кабине машиниста. С этого пульта ведется управление процессом бурения. Второй пульт расположен в нижней части мачты и предназначен для дублирования управления некоторыми операциями. С третьего, выносного пульта управляют механизмом хода станка.

Гидропривод состоит из маслонасосной станции и исполнительных гидроцилиндров, а также распределительной и контрольно-регулирующей аппаратуры.

Удаление буровой мелочи из скважины, охлаждение шарошечного долота и пылеподавление осуществляются воздушно-водяной смесью.

Электроэнергия к станку подводится гибким кабелем от низковольтной сети переменного тока напряжением 380 В.

Вращатель бурового става станка СБШ-250МНА-32 (рис. 1.15) состоит из фланцевого электродвигателя 11 постоянного тока, соединенного с редуктором 10, шинно-шлицевой муфты 3 опорного узла 8 и скользит по направляющим мачты вкладышами 4. К корпусу редуктора прикреплены каретки 9, концы которых соединены траверсой 7 и фланцем 1. На последнем смонтирован вентилятор 12 охлаждения двигателя. На цапфах опорного узла крепятся шарниры 5, служащие для передачи осевого усилия от канатов 6 и подъемного усилия от канатов 2.

Оборудование на станке размещается следующим образом (рис. 1.16). В неутепленной части машинного помещения 1 размещена компрессорная установка 19 с распределительным ящиком 18, а в утепленной — маслонасосная станция 9 с блоком гидроаппаратуры 10, насос 11 закачки воды в бак, насос 13 орошения забоя, выпрямительное устройство 12, трансформатор 14 цепей управления и освещения, тиристорный преобразователь 17, кнопочная станция 16, электрический шкаф 20 управления, ящик для инструмента 15.

С правой стороны станка по ходу движения находится бак 8 для воды с нагревателями 7, а с левой — кабина 3 с пультом управления 6 и кресло 4 оператора. Конструкция кабины свар-

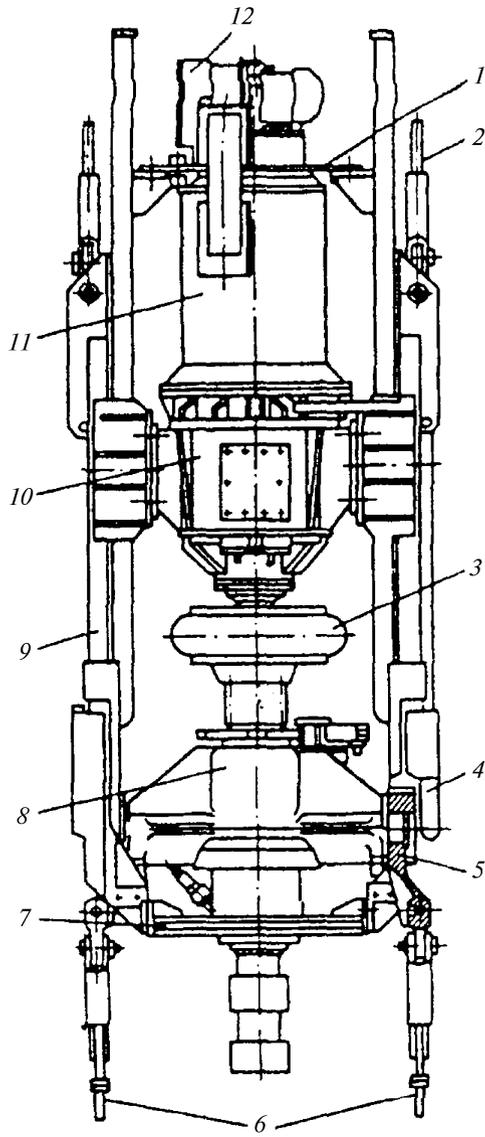


Рис. 1.15. Вращатель бурового станка 250МНА-32

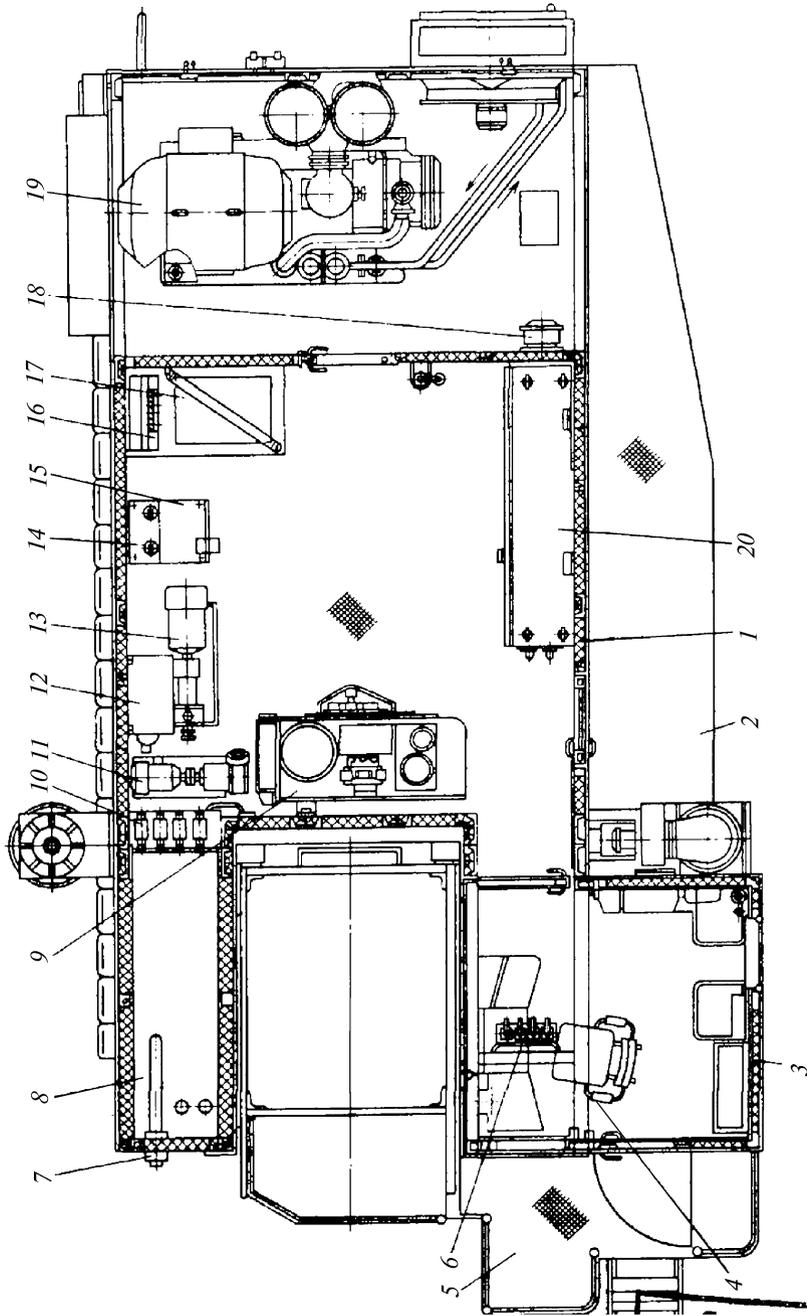


Рис. 1.16. Размещение оборудования на станке 250МНА-32

ная цельнометаллическая со звукоизоляционными стенами и потолком. Пол деревянный с настилом из резиновых матов. Вход в машинное помещение и кабину с площадки 2, а выход из кабины к рабочему органу — через площадку 5.

Станки серии СБШ-250 унифицированы по ходовому оборудованию, основным механизмам и двигателям, а также имеют практически одинаковые скоростные и силовые характеристики, за исключением линейных размеров мачт.

В числе последних разработок Воронежского завода представлен станок среднего класса СБШ-250/270-60 (другое название РД-10). Эта машина сочетает в себе особенности предыдущих моделей серии СБШ-250, имеет высоковольтное исполнение (6000 В), большую длину штанг (12,5–16 м), более комфортную кабину и удобные органы управления, более производительный компрессор и большую массу станка (90 т).

К основным конструктивным отличиям станков второго поколения следует отнести наличие двух лебедок подачи с 3-кратной канатно-полиспастной системой, полную механизацию операций по свинчиванию и развинчиванию бурового става; систему автоматизации режима бурения и горизонтирования станка, буровые штанги диаметром 219 мм вместо 200 мм (что увеличивает скорость потока в затрубном пространстве от 25 до 45 м/с и улучшает очистку скважины).

Гидрофицированный буровой станок СБШ-160-48, выпускаемый ОАО «Рудгормаш», предназначен для бурения технологических взрывных скважин диаметром 160 мм, глубиной до 48 м, в породах и рудах крепостью 6–14 по шкале проф. Протодяконова на открытых горных разработках нерудных полезных ископаемых, а также при выполнении работ по затоске бортов уступов карьеров.

Станок представляет собой самоходный буровой агрегат, состоящий из гусеничного хода, машинного отделения и мачты.

На гусеничном ходу экскаваторного типа с индивидуальным гидравлическим приводом на каждую тележку установлена платформа, на которой монтируется все оборудование станка. Скорость передвижения станка до 1,2 км/ч.

В передней части платформы на оси рабочей площадки установлена мачта станка. С левой стороны мачты установлена

кабина машиниста на виброгасящих амортизаторах, а с правой расположена система мокрого пылеподавления. В задней части станка, являющейся машинным отделением, смонтировано электрооборудование (на 380 В), оборудование гидропривода (рабочее давление 18 МПа) и компрессорная установка. К платформе крепятся четыре гидравлических домкрата горизонтирования, расположенных по два в передней и задней частях платформы.

Мачта представляет собой сварную пространственную ферму открытого типа, изготовленную из труб квадратного сечения. Внутри мачты размещается сепаратор карусельного типа с шестью буровыми штангами диаметром 133 мм. В нижней части мачты размещается люнет и механизм для развинчивания буровых штанг, состоящий из нижнего и верхнего гидравлических ключей. На внутренних боковых поверхностях мачты расположены зубчатые рейки, по которым перемещается вращательно-подающий механизм. Последний состоит из 2-х гидромоторов и планетарного редуктора, обеспечивает вращение и подачу бурового инструмента на забой при бурении и ускоренном спуске или подъеме бурового става на вспомогательных операциях при разборке бурового става. Вращатель и подающий механизм размещены в одном корпусе.

Расчетная техническая производительность станка в диапазоне крепостей пород 6–14 составляет соответственно 35–25 м/ч.

Станок СБШ-270ИЗ (рис. 1.17) предназначен для бурения взрывных скважин в породах любой крепости.

Механизмы станка (вращатель бурового става, подачи, хода) приводятся в действие двигателями постоянного тока с питанием от тиристорных преобразователей. Малоопорный гусеничный ход — с индивидуальным приводом на каждую гусеницу.

Мачта станка выполнена из труб квадратного сечения, конструкция открытого типа обеспечивает свободный доступ к оборудованию, расположенному на ней. Станок снабжен компрессором с подачей 40 м³/мин. Поставка бурового станка ОАО «Объединенные машиностроительные заводы» — группа «Уралмаш-Ижора» осуществляется с электрооборудованием 6000 В при частоте 50 Гц, двумя питающими трансформаторами

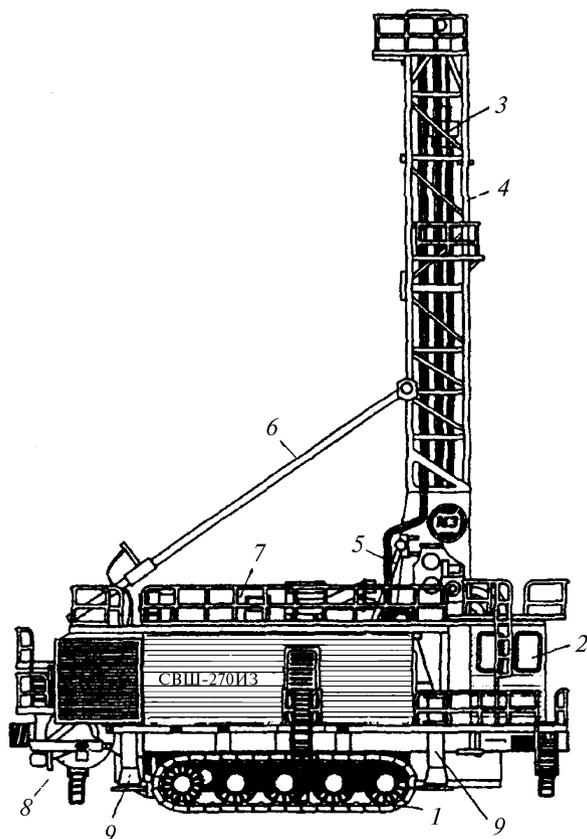


Рис. 1.17. Станок шарошечного бурения СВШ-270ИЗ:

1 — гусеничная тележка; 2 — кабина машиниста; 3 — вращатель; 4 — мачта; 5 — гидроцилиндры подъема мачты; 6 — жесткая поддержка мачты; 7 — машинное отделение; 8 — кабельный барабан; 9 — гидродомкраты выравнивания платформы

по 160 кВА и системой мокрого пылеподавления. Может комплектоваться кабельным барабаном емкостью не менее 630 м, указателем глубины бурения. Система подачи обеспечивает скорость подъема става из скважины до 16 м/мин двумя двигателями по 40 кВт. Скорость передвижения станка 1,47 км/ч, преодолеваемый подъем 12° , удельное давление на грунт при ширине трака 900 мм — 0,149 МПа.

Станок СВШ-320-36 (рис. 1.18) предназначен для бурения вертикальных скважин в породах с коэффициентом крепости

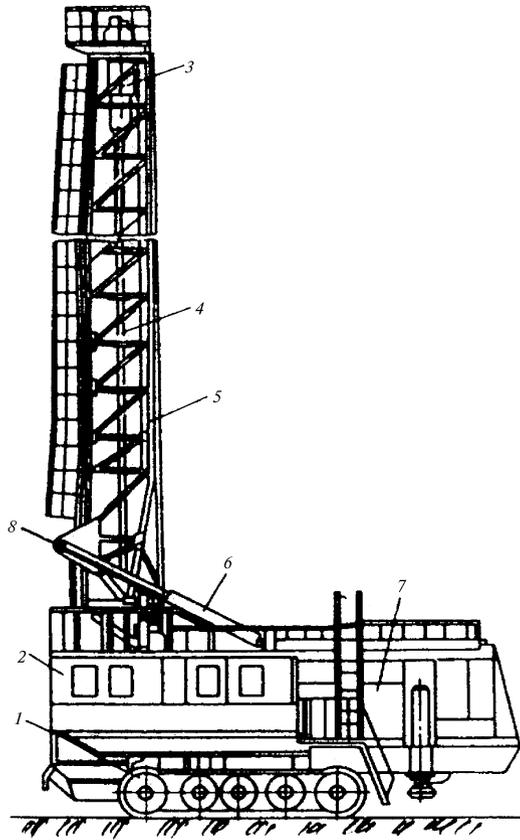


Рис. 1.18. Станок шарошечного бурения СБШ-320-36:

1 — гусеничные тележки; 2 — кабина машиниста; 3 — вращатель; 4 — буровой став; 5 — мачта; 6 — гидроцилиндр наклона мачты; 7 — машинное отделение; 8 — ось заваливания мачты

до 18. Он смонтирован на гусеничном ходовом оборудовании с индивидуальным приводом тележек. При бурении станок устанавливается на четыре домкрата горизонтирования.

Машинное отделение 7 станка разделено внутренней перегородкой на две части: в передней, утепленной размещаются электрические шкафы управления, маслонасосная станция, блоки гидроаппаратуры, насосы для закачки воды в бак для орошения забоя и другое вспомогательное оборудование; в задней, неутепленной — два винтовых компрессора. В нише хвостовой

части станка находятся два кабельных барабана. С левой стороны станка расположена кабина машиниста 2, в которой имеются пульт управления, сиденье машиниста, обогреватель, шкафы и прочее оборудование. Кабина станка герметична и имеет противовибрационную защиту.

Размещение оборудования в машинном отделении станка СБШ-320 показано на рис. 1.19.

Мачта станка 5 представляет собой прямоугольную сварную пространственную ферму, в средней части которой закреплена ось 8 заваливания мачты относительно каркаса машинного отделения.

В мачте размещено основное буровое оборудование станка: лебедка механизма подачи и вращатель бурового снаряда; оборудование для свинчивания и развинчивания става; кассета; стояк с гирляндой. На верхнем поясе мачты закреплены блоки механизма подачи, а также грузовая электроталь. По боковым граням каркаса всей мачты расположены направляющие, в которых перемещается головка бурового снаряда.

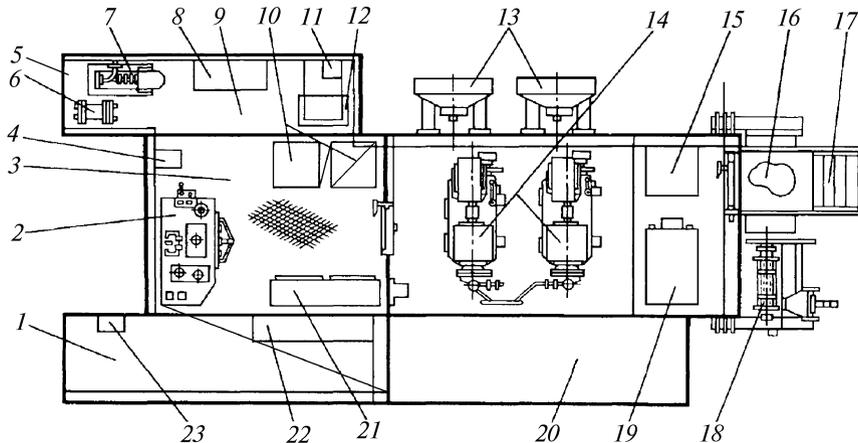


Рис. 1.19. Машинное отделение бурового станка СБШ-320:

1 — тамбур левый; 2 — маслонасосная станция; 3 — машинное отделение; 4 — блок гидроаппаратуры; 5 — реле утечки 220 В; 6 — реле утечки 380 В; 7 — насос пылеподавления; 8 — верстак; 9 — тамбур правый; 10 — выпрямитель; 11 — трансформатор освещения; 12 — трансформатор управления; 13 — холодильник масла; 14 — компрессорная установка; 15 — шкаф распределительный; 16 — токошьемник; 17 — трап; 18 — кабельный барабан; 19 — трансформатор высоковольтный; 20 — трап; 21 — шкаф силовой; 22 — шкаф управления; 23 — шкаф освещения

Вращатель шпиндельного типа приводится в действие от электродвигателя через редуктор, а подача става на забой производится с помощью двух канатных полиспастов от гидро- и электродвигателей через фрикционные лебедки.

Воздушно-водяная смесь для очистки скважины к опорному узлу подается по двум резиновым рукавам. Последние вместе с электрическими проводами и рукавом для подачи масла в фиксатор буровой головки собраны в гирлянду, провисающую между головкой бурового снаряда и стояком, закрепленным на мачте. По затрубному пространству частицы породы поднимаются к устью скважины. Здесь воздушно-водяной поток со штыбом отдувается от устья скважины поперечным потоком воздуха, поступающего от двух вентиляторов, установленных на раме гусеничных тележек.

Гидравлическая система станка обеспечивает: подачу на забой бурового снаряда; свинчивание–развинчивание штанг и замену долота; управление кассетой при сборке и разборке бурового става; горизонтирование станка; подъем и заваливание мачты; натяжение гусеничных лент; управление тормозами лебедок подачи.

Питание оборудования станка электроэнергией осуществляется от карьерной сети переменного тока напряжением 6000 В по кабелю. С токосъемных устройств кабельных барабанов напряжение подается на кабельный ввод и далее — в шкаф управления на вводный автоматический выключатель. Изготовитель станков типа СБШ-250 и СБШ-320-36 — Воронежский завод горно-обогатительного оборудования.

Технические характеристики станков шарошечного бурения приведены в табл. 1.3.

1.6. СТАНКИ ОГНЕВОГО И КОМБИНИРОВАННОГО БУРЕНИЯ

Огневое бурение скважин производится главным образом в кремнистых породах с коэффициентом крепости 14–20. Породы разрушаются за счет термических напряжений, возникающих вследствие неравномерного нагревания отдельных слоев

Таблица 1.3

Технические характеристики станков шарошечного бурения

Параметры	Модель бурового станка					
	3СБШ-200/250-60	6СБШ-200-32 5СБШ-200-36	СБШ-250МНА-32 (СБШ-250 МН)	СБШ-250-55	СБШ-270ИЗ	СБШ-320-36
Диаметр скважины, мм	215,8; 244,5	215,8; 244,5	244,5; 269,9	244,5; 269,9	269,9; 244,5	320
Глубина бурения по вертикали, м	До 60	До 40	До 32 (48)	55	32–55	36
Угол наклона скважины к вертикали, градус	0–30	0; 15; 30	0; 15; 30	0; 15; 30	0; 15; 30	0; 15; 30
Штанга, мм: длина диаметр	12 070	8060	8200 (12 000)	11 300	11 000	17 500
Установленная мощность, кВт	386	377	400	400	1000	712
Мощность электродвигателей, кВт:						
вращателя	68	68	60	68	105	100
компрессора	250	200	200	200	300	2200
хода	44	44	2·22	44	2·65	44
Частота вращения бурового станка, с ⁻¹	до 2,5	до 2,5	0,25–2,5	0,25–2,16	0–2	0–2,1
Крутящий момент на долоте, кН·м	6–4,42	6–4,42	4,2	4,2	8–13	8,7
Усилие подачи на забой, кН	300	300	300	350	450	600
Ход подачи, м	1	1	8	12	12	18
Скорость подачи, м/с	0,033	0,033	0,017	0,025	0,01	0,14
Тип хода	Э-1602	УГ-60	УГ-60	УГ-70	ЭКГ	
Габариты в рабочем положении, мм:						
длина	12 100	10 250	9200	11 200	12 780	12 500
ширина	5400	4880	5450	5240	6090	5450
высота	17 320	13 830	15 350	17 730	19 450	2500
Масса станка, кг	62 000	54 000	77 000	85 000	136 000	11 000

под воздействием горячих газов, образующихся в результате сгорания жидкого топлива и истекающих из сопла с большой скоростью.

Для бурения в горелку реактивного типа подают смесь горючего с окислителем (керосин — зимой, дизельное топливо — летом). Горелка охлаждается водой, которая от высоких температур переходит в пар, выносящий на поверхность уступа продукты разрушения породы.

Основные узлы станков огневого бурения: рабочий орган, состоящий из горелки, буровой штанги, механизма вращения, подводящего устройства и подвески; мачта станка (сварная конструкция); лебедка для подъема и опускания рабочего органа; отсасывающая установка для отвода продуктов разрушения от устья скважины; механизм прощупывания забоя, позволяющий автоматически поддерживать заданное расстояние от среза сопла до забоя; кузов (машинное помещение) станка; ходовая часть; система питания станка рабочими компонентами (горючими, окислителем, водой); система электропитания.

Расход воды для охлаждения камеры сгорания составляет 1–4 м³/ч. Вода, топливо и кислород или сжатый воздух поступают в камеру сгорания через стальную трубу, длина которой зависит от глубины скважины. Внутри трубы проложены отдельные трубки для подачи топлива и окислителя; вода поступает через оставшееся свободное пространство трубы.

Типы станков огневого бурения: кислородный СБО-1Б — в кислородном и воздушном — СБО-166/20 исполнении; воздушные СБТМ-20 и СБО-5.

Станок СБО-5 смонтирован на базе автомобиля КраЗ, а остальные — на гусеничном ходу. В настоящее время чисто огневые станки для бурения не применяются из-за низких скоростей и высокой стоимости бурения.

Буровой станок СБТМ-20 термомеханического бурения (рис. 1.20) предназначен для бурения и разбуривания скважин в крепких и весьма крепких горных породах, а также для получения котловых расширителей и очистки скважин.

Станок представляет собой самоходный буровой агрегат, все оборудование которого смонтировано в кузове, установленном

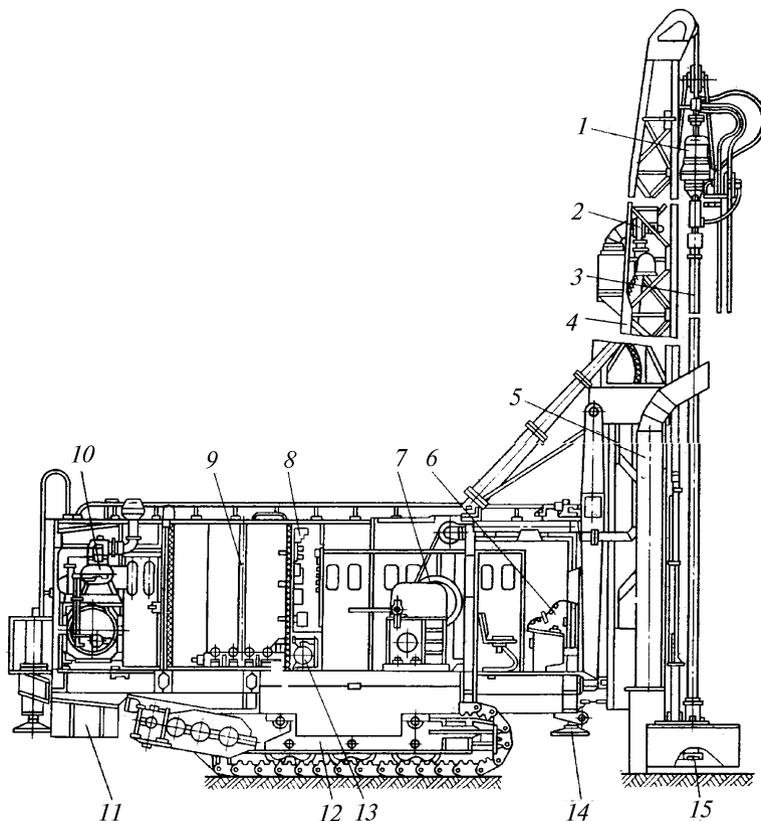


Рис. 1.20. Буровой станок СБТМ-20:

1 — вращатель; 2 — установка вентиляции и обогрева; 3 — штанга; 4 — мачта; 5 — установка аэрации; 6 — пульт управления; 7 — лебедка подачи; 8 — станция управления; 9 — бак для воды; 10 — компрессор; 11 — шкаф; 12 — ходовой механизм; 13 — насос; 14 — домкрат горизонтирования; 15 — термобур

на унифицированной гусеничной тележке УГ-60, и на мачте, которая шарнирно подвешена на опорной раме, установленной в передней части кузова.

Мачта может быть установлена в трех положениях: рабочем, ремонтном и транспортном. Горизонтирование станка достигается тремя гидродомкратами.

Питание станка горючим и водой осуществляется из баков, а воздухом — от компрессорной установки. Компрессор и баки установлены на станке.

Технические характеристики станка СБТМ-20: диаметр скважины — 180–250 мм; диаметр разбуриваемого котла — до 500 мм; глубина бурения — 20 м; наружный диаметр горелки — 140 мм; средняя скорость бурения — 6–9 м/ч; расход: горючего — 100 кг/ч, сжатого воздуха — 1500 м³/ч, воды — 2–3 м³/ч; диаметр штанги — 121 мм; частота вращения штанги — до 40 об/мин; общая установленная мощность — 364 кВт; потребляемая мощность: в летнее время — 189 кВт, в зимнее время — 274 кВт; размеры станка в рабочем положении: длина — 10 700 мм, ширина — 5940 мм, высота — 25 060 мм; масса станка — 60 т.

Комбинируемая технология (бурение вертикальных скважин шарошечным инструментом, а расширение — термическим способом) предназначена для обуривания пород средней термобурируемости и труднотермобурируемых. Применение ее позволяет уменьшить объем механического бурения, увеличить выход горной массы с 1 м скважины и значительно раздвинуть область применения термического способа расширения заряжаемой части скважин в крепких горных породах. Для этих целей используют станок СБШ-250МНР.

Технические характеристики станка СБШ-250МНР: диаметр шарошечного долота — 244,5 мм, диаметр скважины с расширением — 400 мм при глубине — до 20 м, расход горючего — 120 л/ч, масса станка — 76 т. Остальные параметры станка соответствуют параметрам базовой машины СБШ-250.

Станок СБШК-200 предназначен для комбинированного бурения вертикальных и наклонных скважин глубиной до 50 м в породах с коэффициентом крепости до 12. Принципиально станок выполнен по схеме, характерной для станка шарошечного бурения. К станкам с вращательным способом бурения он отнесен по основному способу бурения. При бурении мягких пород ($f \leq 6$) на станке используют инструмент режущего типа, а транспортировка буровой мелочи из скважины при использовании гладких штанг осуществляется сжатым воздухом, при использовании же шнековых штанг — комбинированным способом: шнеками и сжатым воздухом.

Крутящий момент на буровой став передается от шпинделя безредукторного вращателя с высокомоментным радиально-

поршневым гидродвигателем. Подача бурового инструмента на забой осуществляется посредством двух трехкулачковых гидропатронов, соединенных со штоками двух гидроцилиндров подачи. Гидропатроны производят периодические захваты за направляющие мачты, что обеспечивает шагающий способ подачи с автоматическим перехватом.

Лебедка подъема става, подача кассеты и ходовое оборудование также оснащены высокомоментными регулируемыми гидромоторами.

Технические характеристики СБШК-200: диаметр скважины — 190 (214) мм; глубина бурения — 50 м; угол бурения скважины — 0° (15; 30); скорость подачи — 0,03–0,48 м/с; усилие подачи — до 196,2 кН; частота вращения штанги — 0,05–3 с⁻¹; крутящий момент — 7,5 кН·м; мощность двигателей: вращателя — 50 кВт, хода — 2·18 кВт; скорость передвижения — 0,8 км/ч; длина штанги — 12 000 мм; размеры станка в рабочем положении: длина — 10 300 мм, ширина — 4900 мм, высота — 18 200 мм; масса станка — 48,2 т.

1.7. БУРОВЫЕ СТАНКИ ЗАРУБЕЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА

За рубежом буровые станки для открытых работ выпускают фирмы: «Бюсайрус-Ири», «Ингерсолл-Рэнд», «Гарднер-Денвер», «Харнишфегер», «Марион» «Дрилтех» (США), «Хаусхерр» (Германия), «Атлас Копко» (Швеция) и др.

Ими созданы станки шарошечного бурения вертикальных и наклонных скважин диаметром до 560 мм, станки для пневмоударного бурения скважин диаметром до 700 мм и двухшпиндельные станки для вращательного бурения горизонтальных скважин диаметром до 219 мм.

В качестве гусеничных ходовых двигателей практически все фирмы применяют индивидуальный гидравлический привод с планетарной бортовой передачей, обеспечивающий исключительную компактность исполнения и высокую маневренность станка.

В качестве привода вращателя на тяжелых станках используют преимущественно электродвигатели, однако на станках

меньших классов подавляющее число моделей полностью гидробицированы.

Большинство моделей станков выпускают с верхним расположением вращателя, что позволяет более полно использовать длину мачты для увеличения хода подачи бурового става и создания дополнительного усилия на забой. Существенно реже используют приводы вращателя с роторным столом, передающим момент профильной буровой штанге. Такая система привода применяется на станках, предназначенных для бурения уступа одной штангой без наращивания бурового става (станки DM-25SP, DM-35SP фирмы «Ингерсолл-Рэнд»).

Непрерывная подача бурового долота на забой осуществляется преимущественно реечным или цепно-реечным напорным механизмом с гидравлическим приводом. В некоторых станках осевое усилие на долото создается гидравлическими цилиндрами при помощи цепной полиспастной системы или роликовой цепи с гидравлическим приводом. Такие механизмы обеспечивают непрерывную подачу штанги на полную ее длину (до 20 м).

Пылеулавливание — предпочтительно сухое. Мокрое подавление пыли снижает на 20–25% долговечность долота.

На крупных зарубежных карьерах основной объем буровых работ выполняется шарошечными станками, однако широко используют сверхлегкие и легкие станки ударного действия как с верхним расположением гидравлических или пневматических перфораторов, так и с погружными пневмоударниками.

Гидравлические вращательно-ударные установки имеют дискретное регулирование энергии удара при бурении в крепких и мягких породах и работают при давлениях в гидросистеме от 1,8 до 22 МПа.

Пневматические буровые установки ударно-вращательно-го действия оснащают компрессорами высокого давления до 1,8 МПа. Увеличение давления сжатого воздуха с 0,6 до 1,05 МПа приводит к росту сменной производительности бурения на 70% при одновременном снижении удельных затрат. В настоящее время рациональным считается давление сжатого воздуха 1,4–1,7 МПа, однако применяется и более высокое давление (до 2,5 МПа).

Станки пневмоударного бурения на карьерах используют в основном для проходки скважин диаметром от 89 до 165 мм, реже до 216 мм. Станки этого типа по сравнению с шарошечными более легкие и недорогие, так как не требуют больших усилий подачи и крутящего момента на долото.

Фирма «Ингерсолл-Рэнд» выпускает семейство полностью гидрофицированных станков, снабженных одним первичным двигателем (высоковольтным электрическим или дизельным), обеспечивающим привод компрессора, с одной стороны, и насосной станции, с другой. Последняя подает гидроэнергию ко всем потребителям станка, многие из которых работают в раздельном режиме. Такая схема позволяет существенно снизить установленную мощность электро- и гидромашин и более рационально распределять энергию между внутренними потребителями станка. Вращатели станков приводятся в действие от регулируемых аксиально-поршневых моторов. Системы подачи цепные от гидромоторов или гидроцилиндров с цепными или канатными полиспастами

Наиболее прогрессивные технические решения реализованы в модели станка ДМ-М-2, имеющего оригинальную систему подачи — гидроцилиндры и канатный полиспаст, нагружающие мачту преимущественно растяжением, в силу чего она имеет низкую металлоемкость (0,7 т/м). Диаметры бурения до 270 мм, глубина бурения до 50 м, масса станка 52,2 т.

Наиболее мощный станок фирмы «Ингерсолл-Рэнд», модель ДМ-Н с диаметрами бурения 229–311 мм, глубиной бурения до 55 м, усилием подачи 0,488 МН, имеет компрессор производительностью до 73,6 м³/мин, мощность вращателя 230 кВт, установленную мощность сетевого двигателя 600 кВт и массу 112–124 т.

Станки фирмы «Бюсайрус-Ири» отличаются большими мощностью электродвигателей и массой. На станках используют системы привода вращателя и подачи долота на постоянном токе, установленные на подвижной каретке, перемещающейся вдоль мачты с помощью бесцепного зубчато-речного механизма (модели 49-R, 65-R и 67-R). Значительная конструктивная длина каретки (5–6 м у крупных станков) и большая ее масса

ухудшают параметры мачты и приводят к увеличению массы машины, достигающей 170 т у модели 67-R.

Станки модели 60/61-R серии III обеспечивают бурение вертикальных и наклонных до 30° скважин шарошечными долотами диаметром до 452 мм на глубину до 20 м за один проход. Усилие подачи на буровом ставе до 0,58 МН. Станок массой 163 т предназначен для бурения скважин диаметром 251–455 мм, имеет в комплекте основную и три запасных (длиной по 15 м) штанги. Момент на долоте составляет 14,72 кН·м при частоте вращения 0–17 с⁻¹. Подача винтового компрессора 60 м³/мин. Станок имеет жесткую сварную мачту коробчатого типа высотой 15,2; 16,75 или 19,81 м.

На угольных разрезах Кузбасса и Южной Якутии эксплуатировалось 25 станков модели 60R с диаметром бурения 311 мм.

Наиболее мощный станок фирмы «Бюсайрус-Ири», модель 67R, бурит скважины диаметром до 445 мм, имеет усилие подачи до 725 кН, мощность вращателя 225 кВт, установленную мощность электродвигателей 770 кВт, два компрессора суммарной производительностью 182 м³/мин.

Станки фирмы «Марияон» имеют электрический верхний вращатель, цепную подачу, приводимую от радиально-поршневых гидромоторов. Три станка М4-СС успешно работали в течение ряда лет в Южной Якутии на разрезе «Нерюнгринский».

Станки фирмы «Гарднер-Денвер» типов GD-100 и GD-120 по конструкции во многом сходны с моделями 60/61-R фирмы «ВЕ», но отличаются весьма громоздкой системой цепных передач приводов подачи и хода от общего электродвигателя.

Фирма продала права производства этих моделей экскаваторостроительной фирме «Харнишфегер» (США), а сама перешла на производство гидрофицированных легких буровых станков, предназначенных для бурения скважин двумя типами бурового инструмента: шарошечным и ударным с погружными пневмоударниками.

Станки фирмы «Дрилтех» представляют собой семейство гидрофицированных дизельных станков вращательного бурения шарошечными долотами.

На ряде моделей также используют бурение погружными пневмоударниками.

Станки фирмы «Хаусхерр» представляют собой полностью гидрофицированные машины с дизельным (реже электрическим) приводом, использующие все виды бурового инструмента вращательного и ударного действия. Ряд моделей среднего класса имеют поворотную платформу, позволяющую с одной позиции на уступе бурить до четырех скважин. Фирмой выпускаются станки типов НВМ-120-SP и НВМ-160-SP с удлиненной мачтой для бурения уступов без наращивания става.

Станки фирмы «Атлас Копко» представлены семейством сверхлегких станков на гусеничном ходу с дизельным приводом для бурения крепких пород, оснащаемых как гидравлическими, так и пневматическими перфораторами вращательно-ударного действия, а также семейством малогабаритных гусеничных станков для бурения скважин ударно-вращательным способом с помощью погружных пневмоударников.

Основные параметры ряда наиболее популярных зарубежных моделей гусеничных буровых станков вращательного действия среднего (30–50 т) и тяжелого (50–120 т) типов приведены в табл. 1.4–1.8.

Таблица 1.4

Технические характеристики гусеничных станков шарошечного бурения фирмы «Ингерсолл-Рэнд»

Параметры	Модель бурового станка									
	DM-25SP	DM-30	DM-35SP	DM-45	DM-L	DM-M2	DM-M3	DM-H		
Диаметр долота, мм	89-171	130-171	≤ 200	≤ 225	≤ 270	≤ 270	265-311	229-311		
Штанга: длина, м	13,4; 19,8	9,1	19,8	7,62	9,1	10,7	12,5	15,5; 19,8		
число штанг	1	5	1	5	6	5	5	8; 1		
Усилие подачи, кН	113	136	159	204	272	230	408	498		
Скорость подачи, м/мин	27,4	61	30,5	48	62,5	25,6	44	22,8		
Мощность вращателя, кВт	-	108	-	65	117	120	150	230		
Частота вращения бурового става, мин ⁻¹	60-135	0-200	40-100	0-200	0-120	0-150	0-200	0-150		
Крутящий момент на долоте, кН·м	4,43	7,3	11,6	9,7	10,2	10,8	14,4	17,6		
Установленная мощность, кВт	207	450	350	373	447	450	709	600		
Компрессор: подача, м ³ /мин	17	23,6	17	25	39,6	39,6	73,6	73,6		
давление, МПа	1,76	2,4	0,8	2,4	1	0,8	0,7	0,7		
Скорость хода, км/ч	4	3,9	3,2	3,4	3,0	1,6	1,6	1,6		
Тип главного привода	Д	Д	Д	Э	ЭД	Э; Д	Э; Д	Э		
Масса станка, т	23,7	28,2	29,5	31,8	43	52,2	97,5	112		

Таблица 1.5

Технические характеристики гусеничных станков шарошечного бурения фирмы «Бюсайрус-Ири»

Параметры	Модель бурового станка									
	35-R	47-R	49-RH-120	59-R-140	60-R	61-RIV	65-R	67-R		
Диаметр долота, мм	≤ 229	≤ 311	251-381	273-444	≤ 381	≤ 455	≤ 381	≤ 455		
Штанга: длина, м	7,6; 9,1	16,7; 18,3	15,2; 18,3	15,2; 18,3	15,2; 19,8	15,2; 19,8	15,2; 19,8	15,2; 19,8		
число штанг	3	2	4; 1	4; 1	1	1	1	1		
Усилие подачи, кН	191	410	544	635	567	590	703	725		
Скорость подачи, м/мин	60	38	26	30,5	33	30	41	41		
Мощность вращателя, кВт	59	2.37	153	153	91	2.78	151	226		
Частота вращения бурового става, мин ⁻¹	60-135	0-200	40-100	0-200	0-120	0-150	0-200	0-150		
Крутящий момент на долоте, кН·м	9	-	16,8	20,7	15,6	34,2	-	-		
Установленная мощность, кВт	298	350	600	750	440	840	600	770		
Компрессор: подача, м ³ /мин	24	61	61	97,6	56	60	56	182		
давление, МПа	1,46	0,45	0,45	0,45	0,45	0,28	0,45	0,45		
Скорость хода, км/ч	3,2	3,2	1,1	0,9	1,7	1,7	1,7	1,7		
Тип главного привода	Э; Д	Э	Э; Д	Э	Э	Э	Э	Э		
Масса станка, т	32,7	113	141	183	149	152	163	170		

Таблица 1.6

Технические характеристики гусеничных станков шарошечного бурения фирмы «Хаусхерр»

Параметры	Модель бурового станка		
	НВМ 250/300	НВМ 420	НВМ 550
Диаметр долота, мм	200–251	251–380	381–444
Длина штанги, м	8	12	15
Число штанг	4	2	2
Усилие подачи, кН	300	420	550
Скорость подачи, м/мин	30	19	19
Мощность вращателя, кВт	–	–	–
Частота вращения бурового става, мин ⁻¹	0–84	85–100	65–85
Крутящий момент на долоте, кН·м	10	15	20
Установленная мощность, кВт	360	414	465
Подача компрессора, м ³ /мин	28	51	56
Давление компрессора, МПа	0,7	0,5	0,5
Скорость хода, км/ч	1,8	1,5	1,5
Тип главного привода	Э; Д	Э	Э
Масса станка, т	56	75	86

Технические характеристики гусеничных станков шарошечного бурения фирм «Марион» и «Гарднер Денвер»

Параметры	Модель бурового станка									
	«Марион»			«Гарднер Денвер»						
	M3-B	M4-CC	M5	GDCL	GDCM	GD-70	GD-100	GD-120		
Диаметр долота, мм	229-231	≤ 311	≤ 381	171-215	229-311	≤ 311	≤ 45	≤ 559		
Штанга: длина, м	15,2; 18,3	16,7	16,7	9,7; 11,1	12,2; 13,7	16,8; 9,9	16,6; 19,8	15,2; 19,8		
число штанг	-	3	4	5; -	-; -	1; 6	4; -	1; -		
Усилие подачи, кН	450	470	450	227	339	408	567	680		
Скорость подачи, м/мин	56	22	39,8	45,7	36,6	21,8	32	39,6		
Мощность вращателя, кВт	113	64,6	2-65,6	110	157	130	78	97		
Частота вращения бурового става, мин ⁻¹	0-138	0-110	0-110	0-225	0-150	0-120	0-121	0-120		
Крутящий момент на долоте, кН·м	24,5	12	20	9,6	12,4	13,1	17	18		
Установленная мощность, кВт	400	410	558	283	560	420	566	680		
Компрессор: подача, м ³ /мин	43	37	36,5	18/30	27	67	67	71		
давление, МПа	0,45	0,28	0,28	2/0,7	0,7	0,7	0,7	0,4		
Скорость хода, км/ч	1,12	1,6	1,6	3	2,4	1,2	1,2	1,3		
Тип главного привода	Э	Э	Э	Д	Д	Э	Э	Э		
Масса станка, т	120	120	126	38	64,8	90,7	114	136		

Таблица 1.8

Технические характеристики гусеничных станков шарошечного бурения фирмы «Дрилтех»

Параметры	Модель бурового станка									
	D-25KS	D-40KS	D-400SP	D-45KS	D-50KS	D-60KS	D-75KS	D-90KS		
Диаметр долота, мм	127-171	152-229	152-254	152-229	152-229	229-279	229-279	229-311		
Штанга:										
длина, м	9,1	7,6	14-18	7,6	9,1	10,7	10,7	12,2, 19,8		
число штанг	3	7	-	7	7	5	3	-		
Усилие подачи, кН	126	181	181	204	227	272	340	408		
Скорость подачи, м/мин	47	40	37	50	50	38	38	38		
Мощность вращения, кВт	-	-	-	-	-	134	134	-		
Частота вращения бурового става, мин ⁻¹	0-96	0-106	0-154	0-130	0-130	0-97	0-97	0-145		
Крутящий момент на долоте, кН·м	5,5	6,8	8,2	9,9	9,9	14,1	14,1	16,9		
Установленная мощность, кВт	293	320	470	337	320	410	470	600		
Компрессор:										
подача, м ³ /мин	19,8	22	25,5	22	25,5	37	37	25		
давление, МПа	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7		
Скорость хода, км/ч	4,3	2,9	2,0	3,5	3,5	2,4	2,4	1,26		
Тип главного привода	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Э,Д		
Масса станка, т	28,1	40	51	41	44	58	60	100		

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ БУРОВЫХ СТАНКОВ

Конструктивные схемы вращательно-подающих механизмов

Конструкция вращательно-подающего механизма (ВПМ) определяет принципиальные различия моделей станков (вне зависимости от их типа), диапазоны изменения частот вращения и скоростей подачи инструмента, величины осевых нагрузок, крутящих моментов, а также длительность вспомогательных операций по приведению бурового става в рабочее положение (свинчивание–развинчивание става) и его подъему после окончания бурения скважины.

В общем виде ВПМ содержит: вращатель с редуктором и двигателем для передачи буровому ставу крутящего момента, механизм подачи бурового става на забой, вертлюг или коллектор для подачи сжатого воздуха во внутренний канал штанг, устройства для выполнения вспомогательных машинных операций (свинчивание–развинчивание бурового става и др.).

Наиболее широко применяют три схемы ВПМ, отличающиеся по способу передачи крутящего момента и осевого усилия буровому инструменту.

При первой, торцовой схеме устройства ВПМ как крутящий момент, так и осевое усилие передаются через торец штанги. Осевое усилие на вращатель передается различными способами: непосредственно от штоков гидроцилиндров, гидро- или электромоторов, посредством канатных полиспастов (станки СБШ-250МНА, СБШ-320), цепей или реечным механизмом. Преимущество торцовой схемы — возможность создания больших осевых усилий и крутящих моментов, простота, надежность, а также возможность применения штанг и долот различных диаметров. Недостаток — ухудшение динамических свойств ВПМ, особенно при большой длине штанг.

При второй, патронной схеме устройства ВПМ осевое усилие и крутящий момент передаются на штангу через зажимный патрон посредством гидросистемы (станки ЗСБШ-200-60, 5СБШ-200-36). Преимущество патронной схемы — нижнее расположение привода вращателя. Недостатки — ограниченность величины крутящего момента и осевого усилия на долото из-за возможного проскальзывания кулачков патрона по штанге, а также ограниченность рабочего хода подачи гидроцилиндров (на существующих станках типа СБШ-200 — в пределах 1 м), что обуславливает значительные потери времени на вспомогательные операции.

При третьей, роторной схеме устройства ВПМ осевое усилие создается так же, как и по первой схеме, а вращение штанге, выполняемой либо со шпоночными канавками, выступами или профильной (например, квадратной или шестиугольной) формы, передается от роторного стола, обычно крепящегося на платформе у основания мачты.

Вращатели (рис. 2.1) всех буровых станков по принципу действия одинаковы и состоят из двигателя и редуктора.

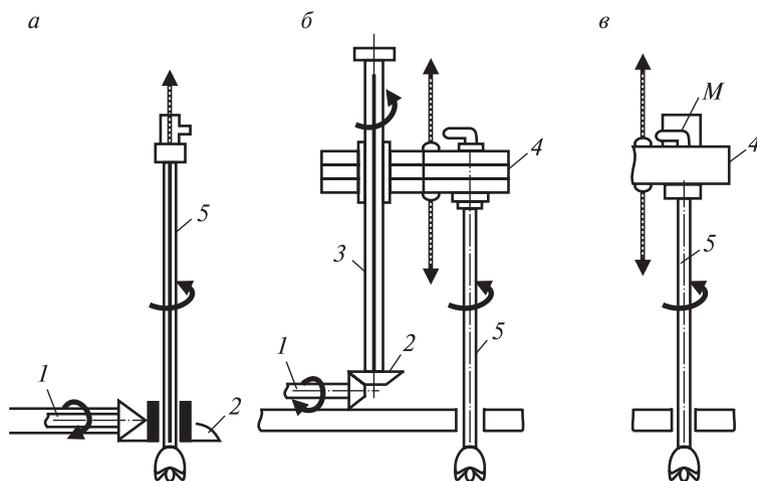


Рис. 2.1. Вращательные механизмы буровых станков:

a — роторная схема; *б* — схема «фальшкелли»; *в* — верхний вращатель; 1 — вал привода; 2 — коническая передача; 3 — профильный вал; 4 — редуктор каретки вращателя; 5 — буровая штанга

На вращателях применяют электродвигатели переменного и постоянного тока или гидродвигатели. Двигатели постоянного тока и гидравлические позволяют непрерывно регулировать частоту вращения инструмента и работать на всех породах с оптимальным режимом. В случае применения двигателя переменного тока (например, асинхронного) обычно используют двух- и многоскоростные редукторы.

Механизмы подачи (рис. 2.2). Различают гравитационные, зубчато-реечные, канатные, цепные, поршневые (пневматические и гидравлические) и комбинированные механизмы подачи.

Гравитационные механизмы, в которых подача создается под воздействием весов бурового снаряда и вращателя, применяют на станках вращательного бурения, работающих по слабым породам, где не требуется больших усилий подачи, а также на станках ударно-канатных. Гравитационные механизмы, простые и надежные в работе, состоят из лебедки для подъема вращателя и направляющих, по которым перемещается вращатель. Гравитационные механизмы подачи не пригодны для станков, бурящих горизонтальные скважины или наклонные под небольшим углом к горизонту.

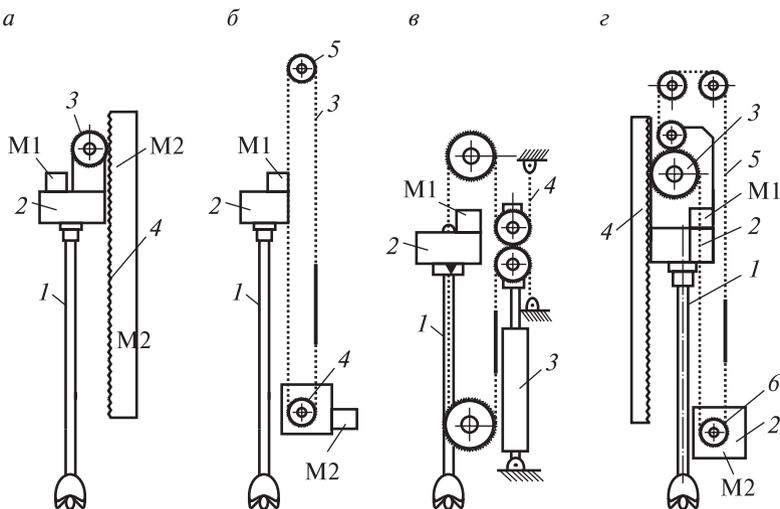


Рис. 2.2. Системы подачи буровых станков:

а — зубчато-реечная; *б* — бесконечная цепная; *в* — цепная полиспастная с гидроцилиндром; *г* — зубчато-реечная с цепным приводом

Зубчато-реечные механизмы подачи обычно состоят из двух зубчатых реек и входящих с ними в зацепление шестерен (рис. 2.2, *а* и *г*). Вал шестерен и их привод установлены на каретке вращателя, а рейки — на мачте станка. Вращение шестерен вызывает перемещение вращателя и бурового снаряда относительно мачты.

В *канатных* механизмах подачи канат через систему блоков, накручиваясь на барабан, подает буровой снаряд на забой. Достоинство этих механизмов — простота устройства и возможность получения большого хода подачи без перехвата инструмента.

Пневматические поршневые механизмы подачи применяются в тех случаях, где не требуется особенно больших усилий подачи. При больших усилиях подачи (порядка нескольких десятков килоньютонов) применяют гидравлические поршневые механизмы подачи, часто в сочетании с канатно-полиспастной или цепной системой.

Цепные механизмы подачи представляют собой бесконечную втулочно-роликовую цепь через ведущие звездочки, перемещающую каретку вращателя по направляющим мачты (рис. 2.2, *б*).

Комбинированные механизмы подачи представляют собой сочетание канатных или цепных систем с поршневыми (рис. 2.2, *в*).

В зависимости от силовой схемы нагружения става привод вращения (рис. 2.1) может размещаться внизу на платформе (рис. 2.1, *а* и *б*) или наверху на подвижной каретке бурового става (рис. 2.1, *в*).

По схеме, приведенной на рис. 2.1, *а*, вращение от вала 1 передается коничке роторного стола 2, имеющего, например, шестигранную или любую другой формы прорезь в центре, через которую проходит аналогичного профиля штанга 5.

По схеме, приведенной на рис. 2.1, *б*, вращение от вала 1 передается роторному столу 2, соединенному с профильным (например шестигранной или любой другой формы) валом 3, называемым «фальшкелли» и закрепленным в подшипниках на нижнем и верхнем поясах мачты станка. Вдоль профильного

вала перемещается редуктор вращателя 4, к шпинделю которого крепится буровая штанга 5.

По схеме, приведенной на рис. 2.1, в, вращение буровой штанге 5 передается от электро- или гидромотора, расположенного на каретке редуктора вращателя 4, перемещающегося вдоль мачты.

По характеру нагружения штанги осевым усилием различают схемы с верхним приложением, действующим на всю длину штанги (рис. 2.2), и с нижним приложением (обычно осуществляемым патроном рис. 2.3).

На всех схемах, представленных на рис. 2.2, вращение бурового става 1 осуществляется верхним вращателем от мотора М1 через редуктор 2 каретки вращателя.

По схеме рис. 2.2, а перемещение каретки вращателя вдоль мачты осуществляется за счет размещенного на ней и приводимого во вращение мотором М2 зубчатого колеса, контактирующего с зубчатой рейкой 4, расположенной на направляющих мачты.

По схеме рис. 2.2, б перемещение каретки вращателя 2 вдоль мачты осуществляется за счет перемещения бесконечной втулочно-роликовой цепи (или каната) 3 при вращении приводной звездочки 4 от мотора М2.

По схеме рис. 2.2, в перемещение каретки вращателя 2 вдоль мачты осуществляется за счет выдвижения штока цилиндра 3, образующего полиспадную систему совместно с запасованной цепью (или канатом) 4.

По схеме рис. 2.2, г перемещение каретки вращателя 2 вдоль мачты осуществляется за счет прямого контакта зубчатого колеса 3 с рейкой 4, проложенной вдоль мачты, и приводимого во вращение за счет перемещения цепи 5 ведущей звездочкой 6, вращаемой мотором М2.

Вращательно-подающий механизм патронного типа (рис. 2.3) состоит из вращателя 1, закрепленного на платформе станка, гидропатрона 2 и гидроцилиндров подачи 3.

Двигатель М1 постоянного тока через двухскоростной редуктор, переключаемый рычагом 4, вращает полый шестигранный шпиндель 5, проходящий через ведущую шестерню 6 редуктора.

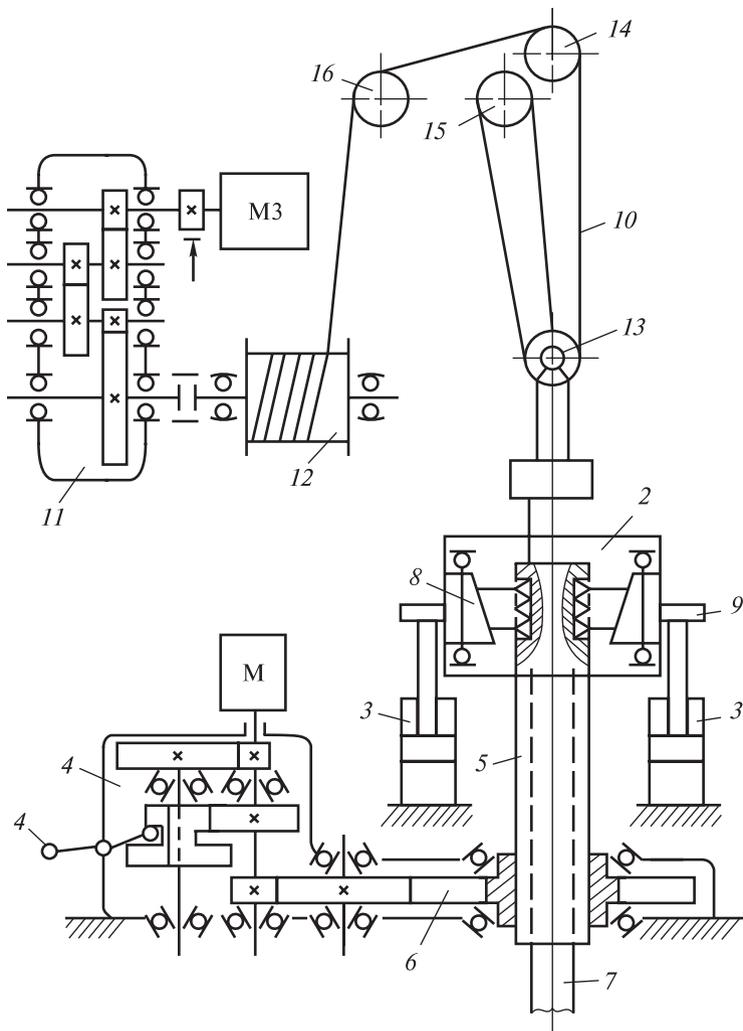


Рис. 2.3. Кинематическая схема вращательно-подающего механизма патронного типа шарошечного станка 6СБШ-200-32

Через внутреннее отверстие шпинделя проходит буровой став 7, который получает вращение от шпинделя через кулаки 8 гидроратрона 2. Патрон с помощью траверсы 9 и гидроцилиндров 3 перемещается на длину хода цилиндров (1 м), передавая буровому ставу усилие подачи. Далее следуют разжатие кулаков

и подъем патрона в исходное положение. Полное погружение, например, восьмиметровой штанги может быть осуществлено за семь перехватов става. Маневровые подъем и опускание става осуществляются канатом 10 реверсивной тормозной лебедки, состоящей из асинхронного электродвигателя М2, трехступенчатого редуктора 11, барабана 12, блока 13 вертлюга и системы блоков 14–16, установленных на верхнем конце мачты.

Нижнее расположение вращателя позволяет снизить центр тяжести станка и увеличить его устойчивость при переездах с поднятой мачтой.

Цепную подачу используют на отечественных станках типа СБУ-125 и СБР-125 и ряде станков зарубежного производства.

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с верхним торцовым расположением вращателя и канатно-полиспастной или цепной подачей применяют практически на всех типах станков вращательного, пневмоударного и шарошечного бурения (за исключением серии станков 4СБШ-200-40; 3СБШ-200-60 и 5СБШ-200-36).

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с цепной подачей (см. рис. 2.2, б). Вращение буровому ставу 1 с погружным пневмоударником передается от двухскоростного асинхронного электродвигателя М1 через двухступенчатый планетарный редуктор 2. Подающий механизм обслуживает рабочие и маневровые операции и имеет две тяговые втулочно-роликовые цепи 3, концы которых крепятся к коромыслу вращателя. Привод цепи осуществляется звездочкой 4 от пневмодвигателя М2 через двухступенчатый редуктор, содержащий зубчатую и глобоидную передачи. Звездочка 5 установлены в верхней части мачты. Буровой став перемещается вдоль мачты по направляющим. Регулирования скорости и усилия подачи, а также реверсирования скорости достигают изменением подачи воздуха к пневмодвигателю от передвижного компрессора.

На шарошечном станке СБШ-160-48 применена реечная подача (рис. 2.4) с приводом от гидромотора ГМ-1 через редуктор. Последний состоит из ведущей шестерни 5, зубчатых колес 10 и паразитной шестерни 9, обеспечивающей противоположное вращение шестерен 1, входящих в зацепление с рейками 2. Пе-

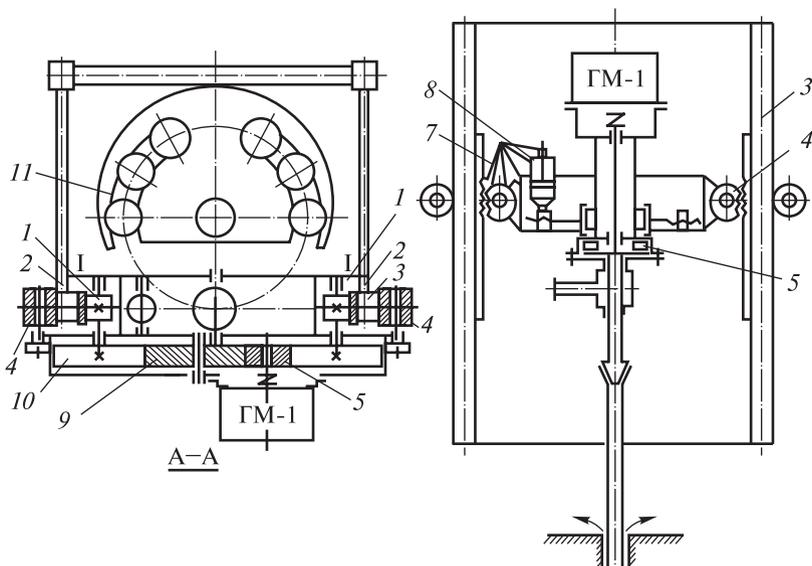


Рис. 2.4. Кинематическая схема вращательно-подающего механизма реечного типа шарошечного станка СБШ-160-48

ремещение ВПМ вдоль мачты осуществляется по направляющим 3 с помощью прижимных роликов 4. Вращение бурового става осуществляется регулируемым высокомоментным радиально-поршневым гидромотором ГМ-2 типа МР-2,5 через шинно-шлицевую муфту 6.

Фиксация подвески ВПМ при прекращении бурения и подачи инструмента на забой осуществляется стопорным устройством 7, выключаемым при начале бурения гидроцилиндром 8. Внутри мачты расположена кассета 11 с шестью штангами.

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с цепной подачей станка вращательного бурения 2СБР-125-30 (рис. 2.5) представляет собой раму 1, на которой смонтированы механизмы вращения, буровой став и два механизма подачи. На неподвижных осях на раме установлены ролики 2, с помощью которых рама ВПМ может перемещаться по направляющим мачты 3. Вал гидродвигателя М1 через планетарный редуктор 4 с выходным шлицевым валом и муфту 5 передает момент на буровой став 6. В средней части рамы 1 смонтированы два меха-

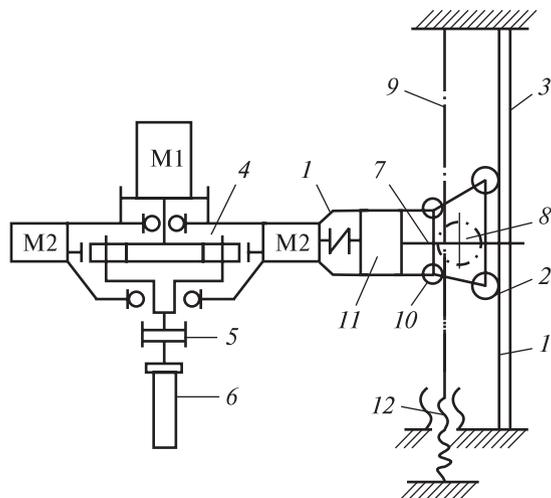


Рис. 2.5. Кинематическая схема вращательно-подающего механизма станка 2СБР-125-30

низа подачи, оси которых перпендикулярны к оси шпинделя. На горизонтальных валах 7 механизма подачи посажены ведущие звездочки 8, сцепленные с втулочно-роликовыми цепями 9, закрепленными на мачте. Отклоняющие звездочки 10 обеспечивают постоянное зацепление ведущих звездочек с цепями. Привод механизма подачи осуществляется от гидродвигателей М2 через планетарный редуктор 11. Натяжение цепи регулируют винтом 12. ВПМ обеспечивает осевое усилие до 40 кН, частоту вращения бурового става $0-4,2 \text{ с}^{-1}$ при скорости подачи 0,15 м/мин.

Вращательно-подающий механизм с канатно-полиспастной системой подачи применен на станках типа СБР-160. Шнековый буровой став приводится во вращение от трехскоростного асинхронного электродвигателя через двухступенчатый редуктор. При бурении вращатель подается на забой со скоростью 0–3 м/мин с помощью рабочего каната вращением барабана лебедки. Последняя приводится в действие через цилиндрический редуктор от гидромотора мощностью 3,2 кВт. При маневровых операциях (подъем и спуск бурового става) используют асинхронный двигатель мощностью 30 кВт, обеспечивающий скорость подъема става до 30 м/мин.

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с канатно-поршневой системой подачи приведен на рис. 2.6, а. Вращение от электродвигателя М1 постоянного тока через зубчатую муфту и шлицевой вал передается входному валу двухступенчатого редуктора 1. От выходного вала последнего вращение получает шинно-шлицевая муфта 2, служащая для предохранения электродвигателя и редуктора от вибрации. Через опорный узел 3 на вращающийся буровой снаряд 15–17 передается осевое усилие от нижних канатов механизма подачи, закрепленных на ползунах 4 опорного узла. Ползуны вращателя 5 движутся по направляющим мачты 6. Опорный узел 3, в свою очередь, может перемещаться относительно кареток. Электродвигатель М1 с редуктором, гирляндой электрокабелей и воздушным шлангом на блоке 7 подвешен на канатах 8 и 9, имеющих то же передаточное отношение, что и система подачи.

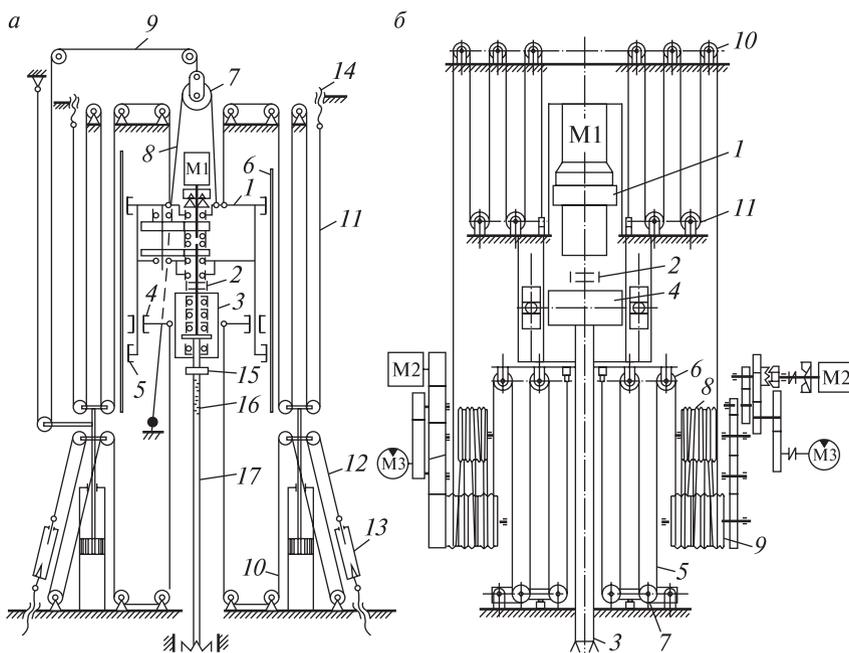


Рис. 2.6. Кинематические схемы вращательно-подающих механизмов шпиндельного типа станков шарошечного бурения:

а — с канатно-поршневой подачей (СБШ-250МНА-32); б — с канатно-полиспастной системой подачи (СБШ-320-36)

Каретка вращателя через полиспаственную систему соединена со штоком одного из гидроцилиндров подачи 10. Ниже опорного узла расположено устройство для подачи водовоздушной смеси в буровой став. Канатно-полиспастная система (с передаточным отношением четыре) осуществляет непрерывную подачу вращателя на длину штанги (8 м) при ходе поршня, равном 2 м, и состоит из верхних 11 и нижних 12 канатов, концы которых соединены с кареткой вращателя. При движении штоков цилиндров вверх происходит натяжение нижних канатов и вращатель движется вниз. При опускании штоков натягиваются верхние канаты и происходит подъем вращателя. Натяжение канатов регулируется с помощью винтовых устройств 13 и 14.

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с канатно-полиспастной системой подачи показан на рис. 2.6, б. Вращение бурового става осуществляется от двигателя постоянного тока М1 через двухступенчатый редуктор 1 и шинно-зубчатую муфту 2. Принципиальное устройство вращателя станка СБШ-320-36 аналогично устройству вращателя станка СБШ-250МНА-32. Осевое усилие на буровой став 3 передается через опорный узел 4 двумя канатами 5, образующими 5-кратные нижние полиспасты. Подвижные блоки 6 полиспаствов установлены на раме опорного узла, а неподвижные блоки 7 закреплены на мачте. Канаты 5 огибают желобчатые барабаны 8 и 9 лебедок подачи и далее идут к неподвижным блокам 10, установленным на мачте, образуя 5-кратные полиспасты. Подвижные нижние блоки 11 закреплены на вращателе. При бурении вращатель опускается вслед за опорным узлом с сохранением между ними необходимого зазора. Лебедки подачи при бурении получают вращение от гидродвигателей М3, а при спускоподъемных операциях — от электродвигателей М2. Одновременное включение двигателей исключается.

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с речно-цепной подачей (рис. 2.7, а) имеет на подвижной каретке вращатель 1 с приводом от одного или двух электродвигателей постоянного тока. Подача осуществляется с помощью замкнутой роликовой цепи 2, перемещаемой звездочкой 3, связанной через редуктор 4 с гидродвигателем М2. Две звездочки 6 установлены

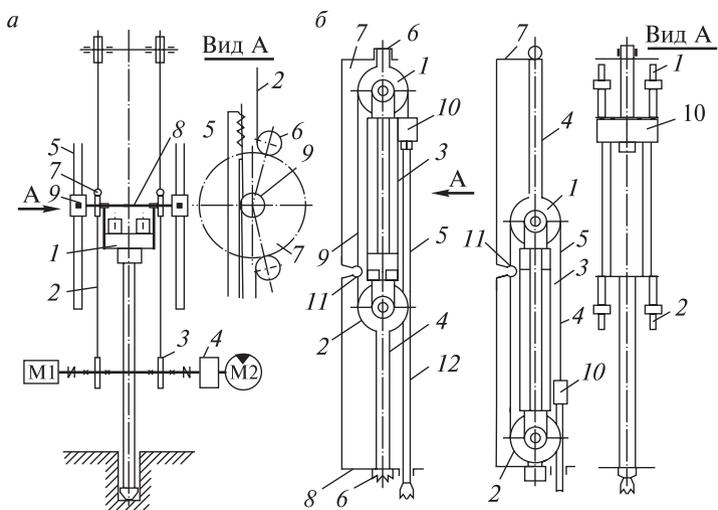


Рис. 2.7. Кинематические схемы вращательно-подающих механизмов шпиндельного типа шарошечных станков:

а — с реечно-цепной подачей (60-R и 60-R «Бюсайрус-Ири» — США); *б* — с канатно-поршневой подачей (ДМ-М «Ингерсолл-Ранд» — США)

для увеличения угла обхвата и снижения усилий на зубья подвижной звездочки 7, расположенной на валу 8. Две шестерни 9, размещенные на концах вала 8, перекатываются по неподвижным рейкам 5, укрепленным по всей длине мачты. Большое усилие в реечном зацеплении при сравнительно небольшом усилии в цепях достигается благодаря малому диаметру шестерен 9 и большому диаметру подвижных звездочек 7. Для ускоренного подъема и опускания подвижной каретки установлен электродвигатель постоянного тока М1, с помощью которого создается весьма высокая скорость холостого хода, что сокращает время вспомогательных операций. Переключение с электродвигателя М1 на гидродвигатель М2 заблокировано.

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с канатно-поршневой системой подачи (рис. 2.7, б) имеет верхний 1 и нижний 2 комплекты шкивов, соединенных попарно через траверсы с верхним и нижним концами рубашки 3 гидроцилиндра с неподвижным штоком 4 и поршнем 5 на его середине. Шток 6 жестко присоединен к верхнему 7 и нижнему 8 краям

мачты. При подаче масла в верхнюю или нижнюю полости над (под) поршнем рубашка цилиндра перемещается вниз (вверх) относительно мачты, перемещая траверсы со шкивами, через которые запасованы стальные канаты 9. Последние присоединены одним концом к редуктору вращателя 10, а другим к якорю 11, закрепленному в середине мачты. Редуктор вращателя движется вдоль мачты по направляющим со скоростью вдвое большей, чем скорость рубашки цилиндра, и в том же направлении. Хотя ход рубашки цилиндра вдвое меньше длины мачты, вращатель проходит путь вдоль мачты вдвое больший. Шток гидроцилиндра при подаче бурового става 12 вниз нагружен преимущественно растягивающими усилиями. Вращение бурового става осуществляется от одного или двух гидромоторов, устанавливаемых на корпусе редуктора вращателя.

Амортизаторы. Для гашения низкочастотных колебаний бурового става, возникающих при интенсификации режимов бурения (повышения частоты вращения долота и осевого усилия), и уменьшения передачи вибраций на конструкции станка применяют амортизаторы, которые размещают в различных местах бурового снаряда.

Наиболее распространенным видом амортизаторов являются упругие муфты, устанавливаемые между шпинделем вращателя и буровым ставом.

Известны конструкции наддолотных амортизаторов, устанавливаемых между долотом и буровыми штангами. Он состоит из двух перемещающихся относительно друг друга труб, между которыми располагаются упругие элементы для гашения осевых и крутильных колебаний, возникающих при работе долота в забое, что позволяет повысить механическую скорость бурения и проходку на долото.

Шинно-шлицевая упругая муфта станка СБШ-250МНА-32 (рис. 2.8) передает крутящий момент от выходного вала редуктора через полумуфту 7, резинокордную эластичную оболочку 2, имеющую вертикальную податливость, и зубчатую полумуфту 3. Последняя соединена шлицами с зубчатой полумуфтой 6, в которую входит шпиндель опорного узла. Эластичная оболочка 2 прижимается к полумуфтам четырьмя полукольцами 9

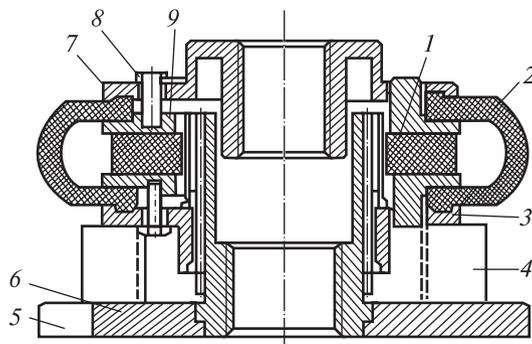


Рис. 2.8. Шинно-шлицевая муфта станка СБШ-250МНА-32

с помощью болтов 8 и сглаживает крутильные колебания. Для уменьшения продольных колебаний между полукольцами установлена резиновая втулка 1. Лыска 5 с кольцом 4 служит для стопорения бурового става при его развинчивании.

Устройства для удаления буровой мелочи из скважины, пылеулавливания и пылеподавления

Буровая мелочь из скважины может удаляться продувкой, шнеками или шнекопневматической очисткой, а также промывкой и отсасыванием. Первые два способа применяют на машинах вращательного действия. Шнековый способ прост, надежен, но не пригоден для машин других типов. На карьерах при бурении скважины станками, оборудованными погружными пневмоударниками и шарошками, распространена продувка. Промывку скважин на открытых горных работах не используют. Отсасывание находит применение при подземном бурении бурильными молотками.

Шнековую очистку вертикальной скважины осуществляют при частотах вращения шнека выше критической.

Шнекопневматическую очистку скважин на станках шнекового бурения проводят с применением дополнительного оборудования: компрессора с подачей 5–9 м³/мин, устройства для подвода сжатого воздуха к вращающемуся буровому ставу, специальных шнековых штанг. Она увеличивает: скорость

и производительность бурения вследствие полной очистки забоя скважины даже при пониженной частоте вращения става; на 20–30% оптимальную глубину бурения в сухих и в 2–2,5 раза — в обводненных породах, а также в 2,5–3 раза износоустойчивость режущего инструмента и шнековых штанг.

Продувку скважин применяют при шарошечном и пневмоударном способах бурения.

Мокрое пылеулавливание способствует лучшему охлаждению долота и очистке воздуха и используется на шарошечных станках СБШ по требованию заказчика. Недостатки способа: высокий расход воды, затраты на ее подогрев в зимнее время, невозможность использовать буровую мелочь для забойки скважины.

Системы сухого пылеулавливания применяют на всех типах станков пневмоударного бурения и на большинстве типов шарошечного. Они работают по принципу очистки воздуха, выносящего из скважины продукты бурения, в последовательно установленных ступенях фильтров.

Пневматическое транспортирование буровой мелочи при шарошечном бурении осуществляют по следующей схеме. Воздух от компрессора под давлением 0,6–0,7 МПа подается во внутренний канал буровой штанги, откуда поступает к забою и далее выходит по кольцевому зазору между штангой и стенками скважины со скоростью 20–35 м/с. Для исключения попадания грунтовых вод в скважину давление воздуха в ней должно быть не менее 0,25–0,4 МПа.

Вынос породы из скважины происходит вследствие того, что подъемная сила восходящей струи воздуха, действующая на частицы породы, превышает их вес. Скорость воздуха, при которой его подъемная сила равна весу частицы, называется скоростью витания. В этом случае частицы породы находятся во взвешенном состоянии.

Расход воздуха зависит от скорости восходящего потока и площади поперечного сечения зазора между стенками скважины и буровой штанги.

Фактическую подачу компрессоров бурового станка выбирают на 15–20% большей, чем теоретическая величина, в связи с возможными большими утечками воздуха по трещинам при бурении трещиноватых пород.

Установки сухого пылеулавливания отличаются друг от друга только формой пылеприемника и числом ступеней фильтров фильтрационной камеры. Типовая установка сухого пылеулавливания состоит из открытого пылеприемника 1 (рис. 2.9), прикрепленного к раме станка (под пылеприемником осаждаются крупные фракции бурового продукта — первая ступень очистки), и парного циклона 2 (вторая ступень очистки), после которого более крупные фракции падают в бункер 3, а тонкая пыль поступает в тканевые рукавные фильтры 4, в которых происходит окончательная очистка воздуха (третья ступень). Затем поток вентилятором 5, работающим от двигателя 11, отсасывается и выходит в атмосферу. Для периодической очистки внутренней поверхности рукавов служит механизм встряхивания, состоящий из электродвигателя 6, редуктора 7 и кулачков, воздействующих на рычаг 8, связанный с подвижной рамой 9 фильтра. Выпадающая из рукавов пыль собирается в двух бункерах 10. Управление встряхиванием — дистанционное, из кабины машиниста.

При бурении крепких пород, если механическая скорость бурения не превышает 10–15 м/ч, вторая ступень очистки может быть отключена.

Установка мокрого пылеподавления применяется на станках СБШ-250МНА-32, СБШ-250-55 и СБШ-270ИЗ и предусматривает впрыскивание под давлением некоторого количества воды или мыльной эмульсии в трубопро-

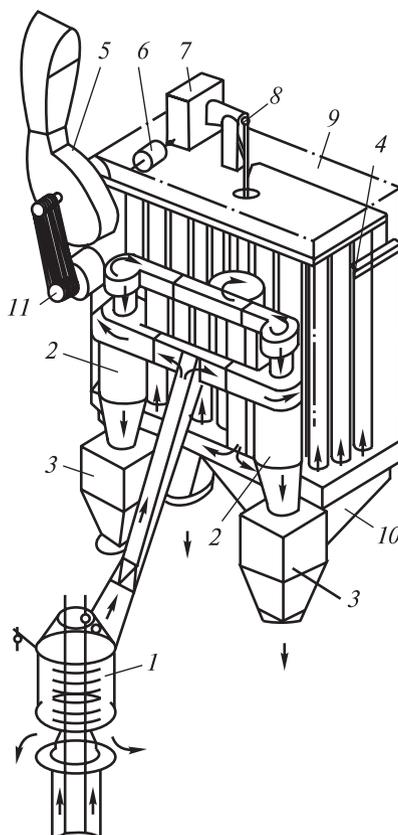


Рис. 2.9. Установка сухого пылеулавливания станка СБШ-200-32

вод, подающий сжатый воздух к забою скважины через форсунки. Поднимаясь по затрубному пространству, воздушно-водяная смесь увлекает за собой частицы разбуренной породы и поднимает их в виде влажного шлама к устью скважины. Выходящая из скважины влажная порода воздушным потоком специального мощного вентилятора сдувается в сторону от устья скважины. Закачка воды в водяную емкость осуществляется вихревым насосом. В зимнее время водяная система обогревается.

Подача воздушно-водяной смеси к буровому ставу станка СБШ-250МНА-32 осуществляется через сальниковое устройство, расположенное ниже опорного узла, а к ставу станка СБШ-320-36 — через опорный узел и два резиновых рукава, входящих в гирлянду вместе с электро- и маслопроводами.

Устройства для подвода сжатого воздуха и рабочих компонентов к вращающемуся буровому ставу

Для осуществления рабочего процесса к вращающемуся буровому ставу необходимо подавать сжатый воздух, воду, а у станков комбинированного бурения, имеющих термические горелки, и топливо через невращающиеся подводящие устройства, входящие как конструктивный элемент в вертлюг.

Вертлюг (рис. 2.10) служит для подачи сжатого воздуха через патрубок 1 от невращающегося рукава к вращающемуся буровому ставу через шпindelь наконечник 3, а также для поддержания верхнего конца штанги при бурении и быстрого подъема става из скважины. Шпindelь установлен в расточке корпуса на шарикоподшипниках 4. Зазор между вращающимся (вместе со штангой) шпindelем и неподвижным корпусом уплотнен сальником 5.

Соединение и отсоединение свободно вращающегося шпинделя вертлюга со штангой возможно только при застопоренном шпindelе, поэтому в вертлюге предусмотрен механизм стопорения. Он состоит из двух цилиндров 6 с поршнями 7, к которым подводится сжатый воздух по трубопроводу управления 8. Смещаясь под давлением сжатого воздуха, поршни поворачивают рычаги 9, которые, в свою очередь, нажимают на кольцо 10,

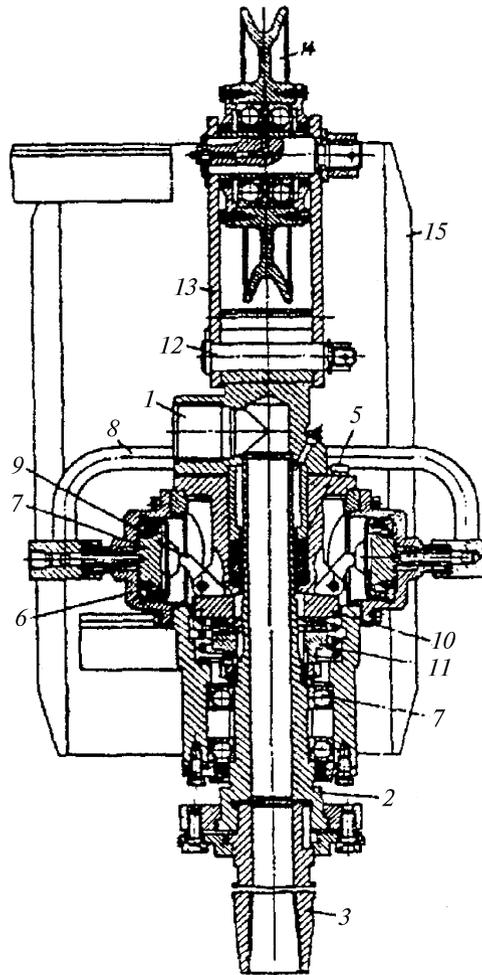


Рис. 2.10. Вертлюг станка шарошечного бурения 6СБШ-200-32

имеющее кулачки на торцовой поверхности и шлицы на наружной. При сцеплении кулачков кольца 10 с кулачками диска 11, имеющего внутренние шлицы, шпиндель не вращается, так как соединен с неподвижным корпусом. Пальцем 12 к приливу патрубка 1 прикреплены серьги 13, в которых установлен блок 14 подъема вертлюга. Корпус вертлюга прикреплен к салазкам 15, полозья которых скользят по направляющим мачты.

Устройство для подвода рабочих компонентов (рис. 2.11) станков комбинированного (с огневым) бурения состоит из пустотелого коллектора 1, соединительного фланца 2, стаканов 3–5, упорного кольца 6, крышки 7 и кожуха 8. Фланец 2 навинчен на вал подшипникового узла и вращается вместе с ним и коллектором 1. Через штуцеры 9 и 10 в штангу подается соответственно вода и горючее, а через внутреннюю полость коллектора — сжатый воздух.

Для подвода воздушно-водяной смеси на забой скважины и передачи осевого усилия от канатно-гидравлической системы на вращающийся буровой став служит опорный узел (рис. 2.12). Он состоит из шпинделя 13, посаженного на траверсу 17 на

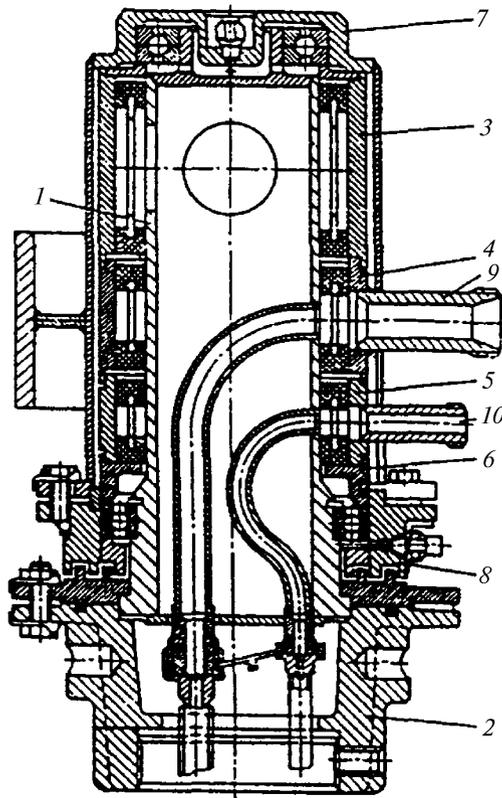


Рис. 2.11. Устройство для подвода рабочих компонентов станка огневого бурения

тройном радиально-упорном подшипнике 3 и подшипнике 4, закрытом стаканом 6, который и служит для подвода воздушно-водяной смеси во внутреннюю полость вращающейся штанги. Подвод осуществляется через переходник 5 и полость 7. Уплотнение обеспечивается двумя манжетами 15, зажатыми с помощью кольца 16 и втулки 14 с крышкой 8. Соединение шпинделя с шинно-шлицевой муфтой — шлицевое, с помощью болтов и шайбы. Для соединения шпинделя 13 со штангами используют переходник 9.

Стопорение шпинделя от вращения при наращивании бурового става производится с помощью рычага 10 стопора, управляемого гидроцилиндром 11, смонтированным на кронштейне 12 и оси 18 траверсы. При повороте рычага 10 он входит в лыску обоймы 5 полумуфты 6, исключая тем самым поворот шпинделя.

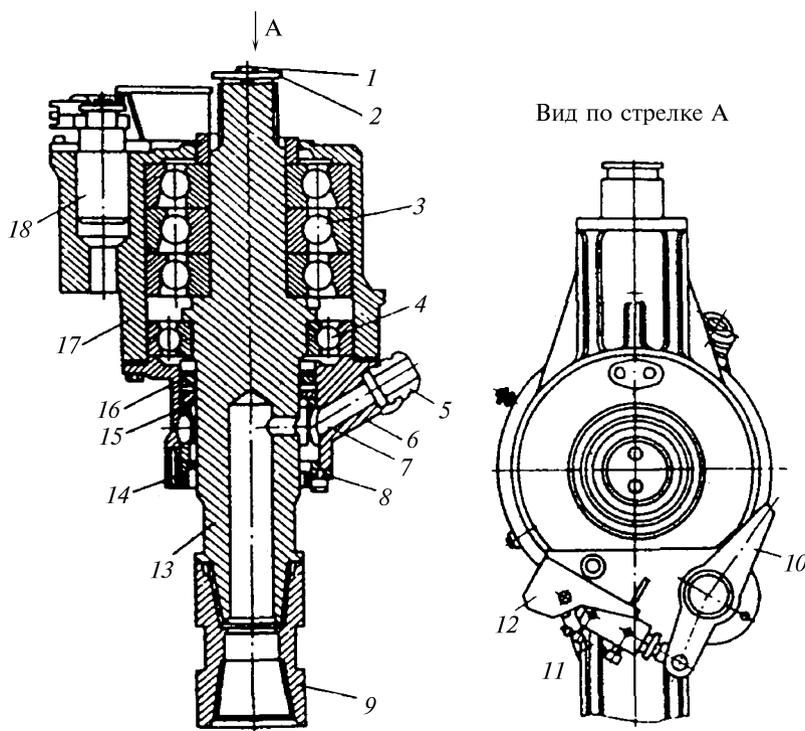


Рис. 2.12. Опорный узел бурового става станка СБШ-250МНА-32

Стопор используется в случае развинчивания бурового става при глубине скважины, не кратной длине штанги.

Устройства для хранения, подачи штанг и свинчивания (развинчивания) бурового става

Кассетирующие устройства (кассеты) механизма подачи штанг предназначены для хранения штанг и подачи их на ось бурения в процессе наращивания бурового става.

На станках шарошечного и шнекового бурения применяют кассеты барабанного, секторного типов и индивидуальные. На станках пневмоударного бурения — преимущественно барабанного. Емкость кассет секторного типа не превышает трех-четырех штанг, а барабанного — восьми. Индивидуальные кассеты имеют в установке одну штангу. В мачте могут быть установлены не более 3-х кассет индивидуального типа.

Кассетирующее устройство барабанного типа (рис. 2.13, а) служит для размещения восьми буровых штанг и состоит из невращающейся оси 1, на которую надета поворотная часть, состоящая из трубы 2 с нижней плитой 3, поддерживающей опоры 4 и верхней обоймы 5. На нижней плите размещены шестигранники 6, навинченные на оси 7 и прижимаемые пружинами 8 к торцам фланцев 9. Буровые штанги устанавливаются в кассете вертикально и надеваются своими внутренними шестигранниками на шестигранники 6. При этом верхние концы штанг удерживаются пружинными захватами 10, а также обоймами 5 и 11. На нижнем конце оси 1 свободно посажено храповое колесо 12, в зацепление с которым входят собачки 13, жестко связанные с нижней плитой кассеты. Рычаг 14, соединенный с храповым колесом, имеет ролик 15, который при перемещении двумя гидроцилиндрами, укрепленными на мачте, на ось скважины и обратно, взаимодействует с упорами на раме и поворачивает плиту 3 через собачки 13 на угол 45°. Плита удерживается от поворота шариковыми фиксаторами 16.

Кассетирующее устройство секторного типа станка СБШ250МНА-32 (рис. 2.13, б) имеет верхний 1 и нижний 5 сек-

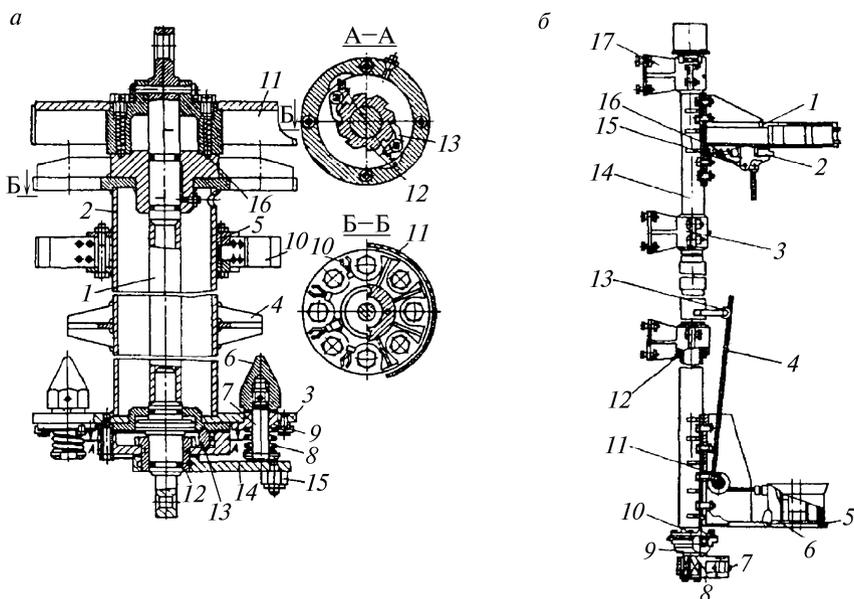


Рис. 2.13. Кассетирующие устройства:

а — барабанного типа станка СБУ-125-24; *б* — секторного типа станка СВШ250МНА-32

торы с тремя гнездами для штанг. Нижняя часть смонтирована в подшипниках *10*, размещенных в стакане *9* и кронштейне *12*, верхняя — в подшипниках, установленных в кронштейнах *3* и *17*, прикрепляемых к мачте. Верхний и нижний секторы соединены валом *14*. В каждом из гнезд нижней части сепаратора имеется педаль *6*, соединенная с тросом *4*, перекинутым через блоки *11* и *13*. Трос связан с защелкой *2*, установленной на оси *15* и соединенной с пружиной *16*. Если штанга установлена в гнезде нижнего сектора кассеты, то под действием ее веса прижимается педаль *6*, натягивается трос, поворачивает защелку *2*, растягивая пружину. Защелка в ее крайнем положении охватывает штангу и фиксирует ее в пазу верхнего сектора. При подъеме штанги защелка освобождает ее, поворачиваясь под действием пружины и увлекая за собой педаль через трос-тягу. Каждая из трех штанг выводится на ось скважины поворотом сепаратора гидроцилиндром *7*, соединенным через рычаг *8* с квадратным хвостовиком

вала 14. Для соединения штанги, находящейся в кассете, со штангой, зажатой в патроне, вращают шпиндель.

После свинчивания штанг кассету отводят от патрона в обратном направлении. При этом свинченная штанга выходит из кассеты (прорезей секторов). Верхний конец штанги свинчивают с вертлюгом, после чего продолжают бурение.

Кассетирующее устройство барабанного типа (рис. 2.14) служит для размещения шести — восьми штанг необходимой длины и состоит из вертикальной оси (на рис. 2.14 не показана), расположенной в центре нижней 1 и верхней 5 плит, которые могут поворачиваться вокруг вертикальной оси на 360° с по-

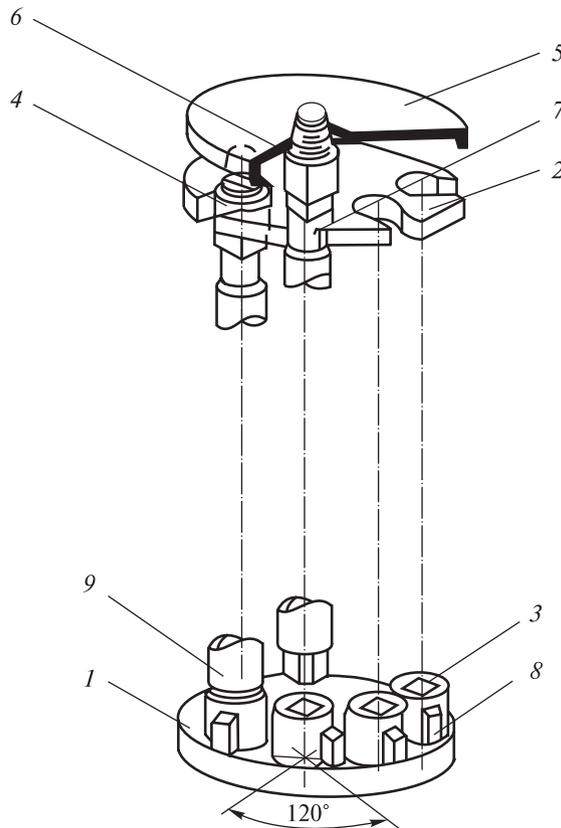


Рис. 2.14. Кассетирующее устройство барабанного типа фирмы «Ингерсолл-Ранд»

мощью храпового механизма или зубчатой передачи. На нижней плите размещены стаканы 3 с шестигранными отверстиями, куда входят нижние концы вертикально устанавливаемых штанг 9. Верхние концы штанг своими круглыми проточками 4 удерживаются от выпадения в проточках верхней плиты 2. Верхняя (запорная) плита 5 имеет одиночную проточку 6, позволяющую после навинчивания шпинделя вращателя на верхний конец штанги приподнять последнюю до уровня расточки штанги 7, после чего нижний конец штанги выходит из шестигранного отверстия нижнего стакана, а узкая расточка 7 на штанге позволяет убрать кассету с оси бурения поворотным механизмом, после чего можно опустить вынимаемую штангу на ось бурения для ее последующего свинчивания с буровым ставом, находящимся в скважине. Вывод кассеты из мачты осуществляется гидроцилиндром. Поворот кассеты вокруг центральной оси позволяет вывести на ось бурения любую из штанг, находящихся в кассете.

Для облегчения страгивания или затягивания резьбового соединения штанг каждый стакан нижней плиты имеет возможность поворота вокруг своей собственной оси на угол $90-120^\circ$, до соприкосновения выступа 8 с внешним упором, что позволяет осуществить ударное воздействие на резьбовое соединение, используя для этого только двигатель вращателя. Такой метод страгивания резьбы применяется на вращателях с гидравлическим приводом.

Механизм свинчивания (развинчивания) штанг и долота служит для страгивания резьбовых соединений става, затянутых при бурении. Особенности расположения механизма на станке и последовательность его взаимодействия с кассетирующим устройством определяет конструкция ВПМ. Механизм свинчивания (развинчивания) обычно прикрепляется к нижней части мачты и представляет собой зажимное устройство в виде выдвигной вилки или штоков двух гидроцилиндров, захватывающих проточки нижней штанги, и храповой механизм стягивания резьбы, приводимые в действие силовыми гидроцилиндрами. После страгивания резьбового соединения процесс развинчивания (свинчивания) осуществляется вращателем.

Гидравлические системы

Гидравлические системы буровых станков предназначены для осуществления процесса бурения, проведения вспомогательных операций и обеспечивают: вращение бурового става, создание осевого усилия и перемещение бурового става вверх и вниз, свинчивание и развинчивание штанг и долота, подвод и отвод штанг в кассету, разбор и наращивание бурового става, горизонтирование станка с помощью гидродомкратов, подъем и опускание мачты, перемещение элементов пылеулавливающей установки и бурового станка.

Гидравлические системы различных буровых станков komponуются из стандартных элементов и узлов, используемых в объемном и силовом гидроприводе. Наиболее разветвленные гидравлические схемы присущи станкам шарошечного бурения, так как они имеют высокую степень механизации основных и вспомогательных операций при бурении.

Гидравлическая схема станков 2СБШ-200-32 и 2СБШ-200-40 состоит из маслонасосной станции, пульта управления, гидропанели, золотников и маслопроводов, соединяющих элементы гидросистемы с гидроцилиндрами управления зажатием патрона буровой штанги и подачи бурового става, гидродомкратами горизонтирования платформы, и подъема мачты.

Гидравлическая схема станка 2СБШ-250МНА-32 представлена на рис. 2.15. В гидроприводе станка применены двухсекционный насос А и двоянный насос В. Максимальное рабочее давление 12,5 МПа обеспечивается предохранительным клапаном 1 в линии насоса А, который может регулироваться предохранительным клапаном 2 прямого действия, подключенным к нему через распределитель 3. При бурении крепких пород насосы А и В работают одновременно. Поток рабочей жидкости от насоса А проходит через распределители 4 и 5 в поршневые полости цилиндров подачи 6. Из штоковых полостей поток рабочей жидкости проходит через гидрозамок 7 и распределитель 5 на слив. При этом реверсивный распределитель 8 разгружает одну секцию насоса А, направляя рабочую жидкость на

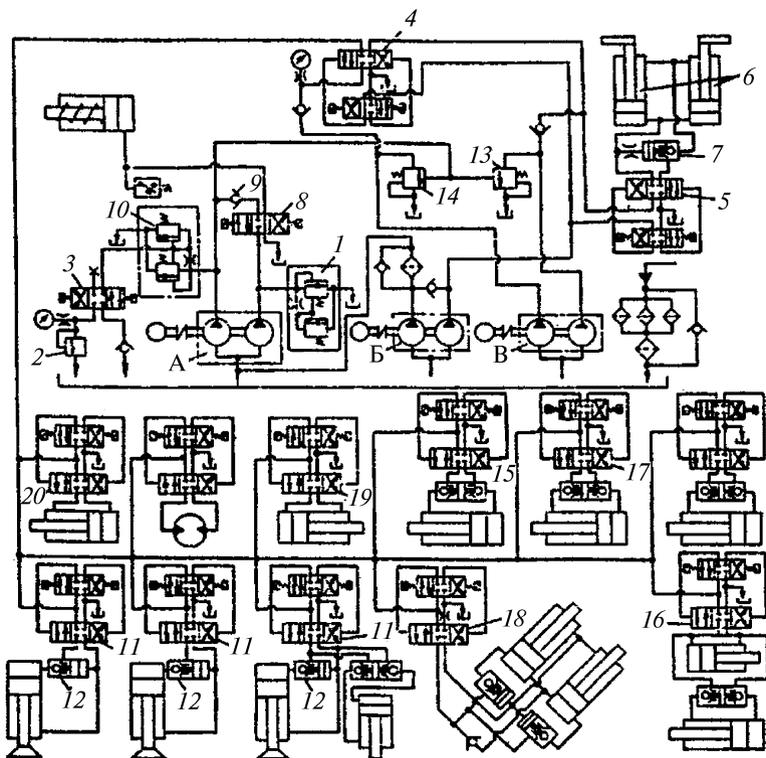


Рис. 2.15. Принципиальная гидравлическая схема станка СБШ-250МНА-32 слив. При бурении мягких пород эта же секция подключается распределителем 8 к напорной магистрали и скорость подачи увеличивается. На напорной магистрали имеются обратный 9 и предохранительный 10 клапаны. При медленном подъеме бурового снаряда работают насосы А и Б. Поток рабочей жидкости от насоса А через распределители 4 и 5 и гидрозамок 7 поступает в штоковые полости цилиндров подачи. Из поршневых полостей жидкость проходит через распределитель 5 на слив. При быстром подъеме или спуске бурового снаряда к потоку, идущему от насоса А, добавляется поток от сдвоенного насоса Б. При быстром спуске бурового става штоковые и поршневые полости цилиндров подачи соединяются распределителем 5, а слив прекращается. К потоку рабочей жидкости от насосов добавляется жидкость, поступающая из штоковых полостей,

и скорость спуска увеличивается. Распределитель 3 включается при аварийной перегрузке электродвигателя вращателя и разгружает (через предохранительный клапан) гидросистему до давления 1,5 МПа. При установке станка в горизонтальное положение поток жидкости от всех трех насосов через распределители 4 и 11 и гидрозамки 12 проходит в поршневые полости домкратов. Из штоковой полости рабочая жидкость через распределитель 11 поступает на слив. При достижении в системе давления 6 МПа поток рабочей жидкости от одной из секций насоса В (35 л/мин) начинает сбрасываться через редукционный клапан 13. При давлении 7 МПа клапан 14 направляет на слив поток и от второй секции этого насоса (70 л/мин). После отключения насосов поршневые полости домкратов запираются гидрозамками. Подъем и опускание люнета производится с помощью распределителя 15 при работающих насосах А и Б. Управление кассетой осуществляется распределителем 16. Зажим штанги в люнете происходит при включении распределителя 17, а подъемом и опусканием мачты управляют распределителем 18. Распределителями 19 и 20 включают цилиндры соответственно механизма свинчивания и верхнего ключа.

Гидросистема бурового станка СБР-160А обеспечивает горизонтирование станка, подъем и опускание мачты, подачу штанг на ось бурения скважины, центрирование штанг при сборке–разборке става, соединение–разъединение вращателя со ставом, медленный поворот шнека и установку вилки при его разборке. Она состоит из маслостанции, двух гидропанелей, гидроцилиндров, аппаратуры управления и трубопроводов.

Гидросистема станка типа СБУ предназначена для горизонтирования станка, подъема и опускания рабочего органа, а также для перемещения продувочной каретки вдоль рукавных фильтров. Она состоит из маслостанции, гидроцилиндра подъема рабочего органа и трех гидродомкратов. Гидроцилиндр подъема рабочего органа имеет гидрозамок двустороннего действия, гидродомкраты горизонтирования — замки одностороннего действия. Все гидроцилиндры, применяемые на станке, одинаковы по принципу действия.

Пневматические системы

Пневматические системы в общем случае осуществляют подачу сжатого воздуха к буровому ставу всех станков (за исключением шнековых) для продувки скважины, пневмодвигателю механизма подачи (станок СБУ-125-24), пневмоударнику и пневмоцилиндрам центратора и захвата штанг (станки типа СБУ), вибраторам и пневмоцилиндрам затворов пылеулавливающих установок.

Питание пневмосистемы станка может осуществляться от собственных компрессоров, передвижных компрессорных станций или от карьерной пневмосети.

Пневмосистемы буровых станков комплектуют из стандартных элементов и узлов.

Системы очистки забоя от разрушенной породы на буровых станках применяют двух видов: сжатым воздухом и воздушно-водяной смесью.

При продувке забоя сжатым воздухом используют установки сухого улавливания, выполненные в основном по единому принципу действия. Они отличаются друг от друга формой пылеприемника и числом ступеней фильтрационной камеры.

Пылеподавление воздушно-водяной смесью обеспечивается коагуляцией мелких фракций породы тончайшей пленкой воды в процессе разрушения породы забоя. Элевация продуктов разрушения по затрубному пространству происходит при полном отсутствии пыли. У устья скважины на расстоянии 1–2 м продукты разрушения, перемешанные с потоком воздушно-водяной смеси, оседают и после высыхания, находясь в цементированном состоянии, не разносятся ветром по карьеру. Система воздушно-водяного пылеподавления приведена на рис. 2.16. Вода в бак 1 закачивается насосом 5 через фильтр 21. Насос 5 перед запуском заполняется водой при открытом кране 3 и закрытом кране 4. После заливки воды кран 3 закрывается. Бак 1 оборудован дренажным незамерзающим краном 23 и краном слива воды 2. Сжатие атмосферного воздуха производится винтовым компрессором 10. При этом сжатый воздух через обратный 11

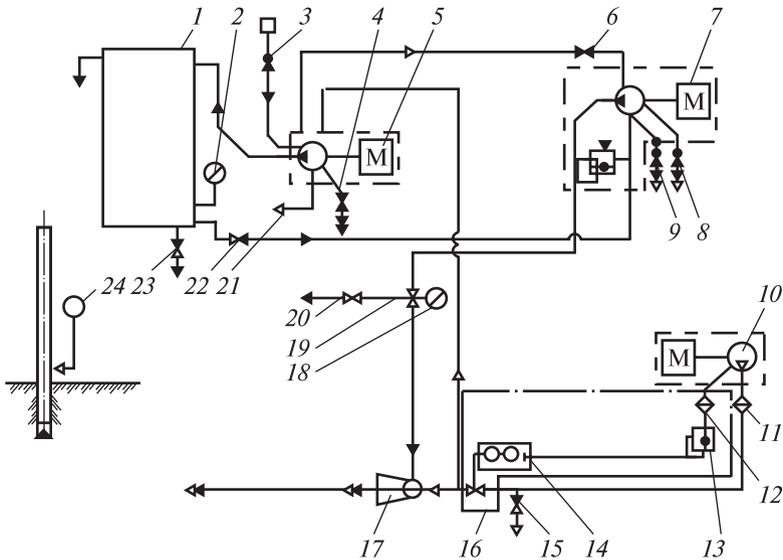


Рис. 2.16. Система воздушно-водяного пылеподавления станка СБШ-250МНА-32

и регулировочный *16* клапаны, эжектор *17* поступает в буровой став. Управление клапаном *16* производится регулятором панели *14* следующим образом: воздух от регулятора производительности компрессорной установки, пройдя фильтр очистки воздуха *12*, поступает в стабилизатор давления *13* и далее к панели *14*. Слив конденсата, образующегося в трубопроводах, производится открыванием вентиля *15*. Для впрыскивания воды в воздушный поток установлен насос *7*. Забор насосом *7* воды из бака *1* производится при открытом кране *22* и закрытых кранах *6*, *8* и *4*. Подача воды регулируется вентилем *19*, при этом кран *20* закрыт. Давление насоса контролируется манометром *18*. Продувка насоса *7* с целью удаления остатков воды и обогрева перед запуском производится при открытых кранах *6*, *8*, *9* и *4*. Отдув буровой мелочи от скважины осуществляется вентилятором *24*.

Пневмосистема станка пневмоударного бурения (рис. 2.17) предназначена для обеспечения работы пневмоударников, вибратора, а также для очистки рукавных фильтров. Отработанный пневмоударником воздух попадает на забой, очищает

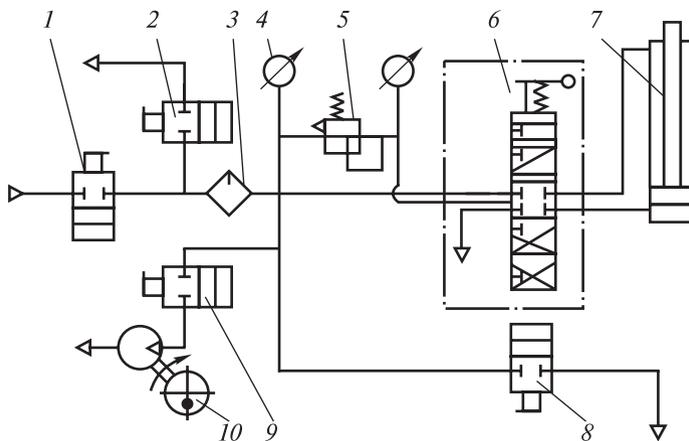


Рис. 2.17. Принципиальная пневматическая схема станка СБУ-100Г

его и удаляет буровую мелочь из скважины. Давление воздуха в сети должно быть не менее 0,5 МПа. Сжатый воздух по рукаву подводится к крану 1 и далее делится на два потока. Один поток через кран 2 поступает на рукавный фильтр, другой — к автомасленке 3. Воздух, обогащенный маслом, поступает на привод вибратора 10 через кран 9, на пневмоударник и цилиндр подачи — через пробковый кран 8 и распределитель 6. На цилиндр подачи 7 сжатый воздух в зависимости от положения рукоятки на распределителе может поступать непосредственно из сети или через регулятор давления 5. Манометры 4 служат для контроля давления воздуха в сети.

Ходовое оборудование

Ходовое оборудование буровых станков совместно с рамой платформы представляет собой опорно-несущую базу машины, предназначенную для установки машинного помещения с механизмами и рабочим оборудованием и восприятия усилий, возникающих на рабочем оборудовании в период его действия и при передвижении станка.

Как опорная и несущая база станка, ходовое оборудование должно воспринимать нагрузки от веса станка и реакции на рабочем оборудовании в процессе бурения, а также обеспечивать

устойчивость станка в рабочем и транспортном положениях. Ходовое оборудование станка также должно обеспечивать: его перемещение в транспортном положении от одного забоя к другому; маневрирование в процессе работы на уступе; преодоление подъемов пути при передвижении; габаритную проходимость как по дорогам и участкам работы, так и при перевозке по железной дороге или автотранспортом.

Основные виды ходового оборудования:

- *Гусеничное* ходовое оборудование на всех моделях станков представляет собой самоходную двухгусеничную тележку с индивидуальным приводом на каждую гусеницу и передачей крутящего момента от электро- или гидродвигателя к ведущей звездочке через редуктор и цепную или зубчатую передачу. На тяжелых станках шарошечного бурения используют унифицированное ходовое оборудование от карьерных лопат.
- *Пневмоколесное* ходовое оборудование станка представляет собой приводное индивидуальное шасси. В качестве ходового оборудования буровых машин может быть использовано также и автомобильное шасси.

Буровые станки всех типоразмеров имеют в основном гусеничное ходовое оборудование, за исключением станков СБУ-100Н (несамоходного на салазках) и СБУ-100П (на пневмоколесном ходу).

Хорошо зарекомендовали себя унифицированный гусеничный ход (УГ-60, УГ-60М, УГ-70М) и гусеничный ход экскаваторов (Э-1252, ЭГ-400, Э-1602).

Многоопорный гусеничный ход УГ-60М станка СБШ-250МНА-32 (рис. 2.18) состоит из двух гусеничных тележек 7, соединенных балками 6, двух четырехступенчатых бортовых редукторов 4 с индивидуальными электродвигателями 2 и тормозами 3. Каждая тележка состоит из гусеничной ленты 12 и рамы 5, в которой смонтированы ведущее 1 и натяжное 11 колеса, поддерживающие 13 и опорные 8 катки с балансиром 9. Степень натяжения гусеничных лент регулируется натяжными устройствами 10.

На рис. 2.19 показана схема гусеничного хода бурового станка СБШ-250, работающая следующим образом. Крутящий

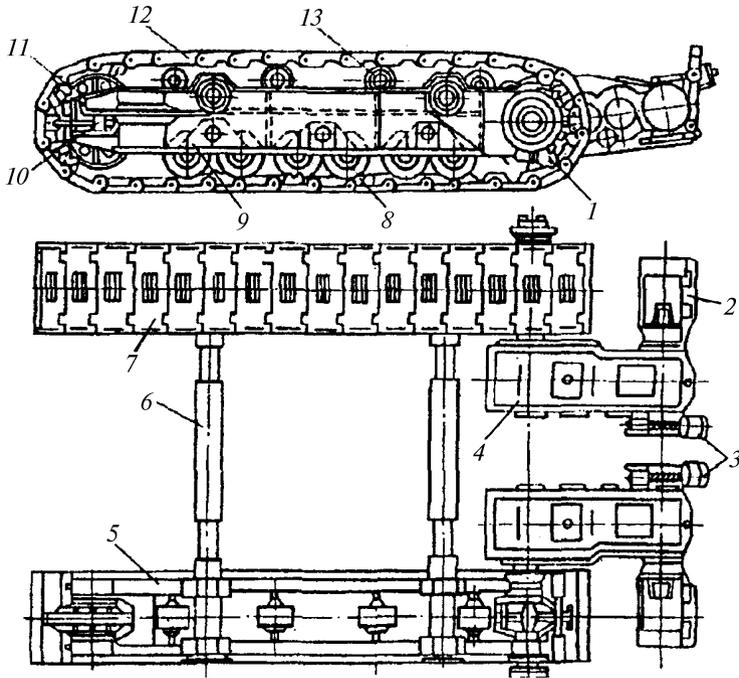


Рис. 2.18. Гусеничный ход УГ-60 станка СБШ-250МНА-32

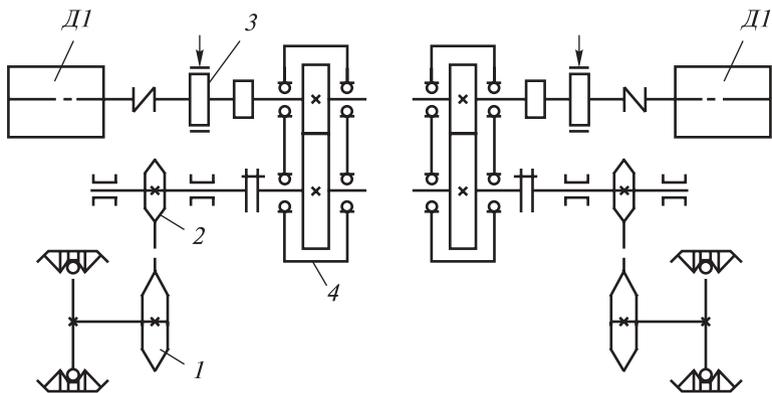


Рис. 2.19. Схема гусеничного хода бурового станка СБШ-250:
 1 — ведущая звездочка; 2 — цепная или зубчатая передача; 3 — тормоз; 4 — редуктор; Д1 — гидромоторы

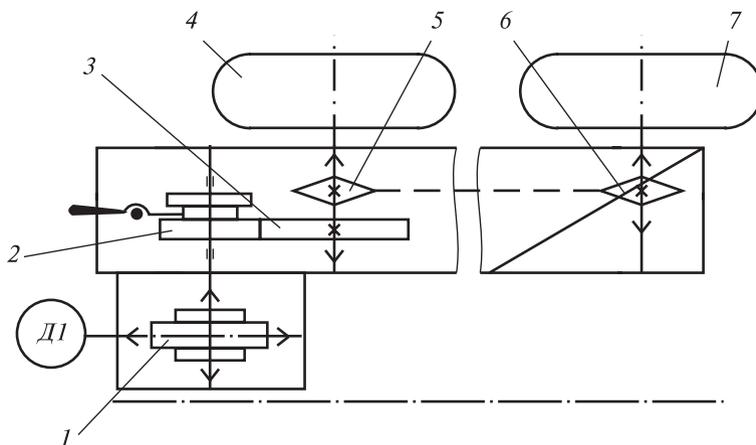


Рис. 2.20. Схема пневмоколесного ходового оборудования станка СБУ-100П: 1 — редуктор; 2 — подвижная шестерня; 3 — неподвижная шестерня; 4 — колесо хода; 5, 6 — звездочки; 7 — колесо; Д1 — электродвигатель

момент от электро- или гидромотора Д1 передается к ведущей звездочке 1 через редуктор 4 и цепную или зубчатую передачу 2. Для торможения и разворота станка при одной заторможенной гусенице привод хода снабжается электромагнитными тормозами 3.

В пневмоколесном ходовом оборудовании (рис. 2.20) привод колес правого и левого бортов осуществляется индивидуально от электродвигателя Д1 через червячный редуктор 1 и цилиндрическую зубчатую пару. Включение и выключение хода производится смещением шестерни 2 вдоль вала при помощи рукоятки. Шестерня 3 жестко закреплена на валу, на котором также жестко сидит колесо хода 4. При помощи звездочек 5 и 6, соединенных втулочно-роликовой цепью, движение передается на колесо 7. На дальние расстояния станок буксируется, при этом предварительно его колеса отсоединяются от электродвигателя и червячного редуктора.

Силовое оборудование буровых станков

Под силовым оборудованием буровых станков понимается энергетический комплекс, обеспечивающий привод всех видов

оборудования и механизмов. В качестве двигателей исполнительных механизмов в станках используются пневматические, гидравлические и электрические (переменного и постоянного тока).

Все силовое оборудование буровых станков можно разделить на основное, к которому относятся все двигатели и устройства, предназначенные для привода рабочего органа станка, и вспомогательное, к которому относятся приводы компрессоров, ходовых механизмов, маслонасосных станций, вентиляторов, лебедок и др.

Широкое применение в силовом оборудовании нашли асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором единой серии, а также обдуваемые и многоскоростные двигатели в закрытом исполнении. В приводе ходовых и подъемных механизмов часто применяют асинхронные двигатели в крановом исполнении с короткозамкнутым и фазным роторами. Для привода главных механизмов используют краново-металлургические двигатели постоянного тока в защищенном исполнении с независимым возбуждением. Асинхронные двигатели применяют преимущественно с частотой вращения $1000\text{--}1500\text{ мин}^{-1}$; двигатели постоянного тока — с частотой вращения $600\text{--}900\text{ мин}^{-1}$.

При применении асинхронных двигателей регулирование выполняется ступенчато с помощью редуктора или переключением числа пар полюсов электродвигателя. Электропривод постоянного тока выполняется по системам генератор-двигатель с электромашинным усилением (Г-Д-ЭМУ) и магнитный усилитель-вентильный преобразователь-двигатель (МУ-ВП-Д). Разработан тиристорный электропривод, работающий по системе тиристорный преобразователь-двигатель постоянного тока (ТП-ДПТ).

Электроприводы вспомогательных механизмов работают только на переменном токе.

Все буровые станки питаются от сети переменного тока напряжением 380 В. Подвод питания от передвижных трансформаторных подстанций выполняется гибкими кабелями, присоединяемыми к вводной коробке станка, откуда напряжение поступает на вводный автомат.

Управление силовым оборудованием большинства станков ведется с трех пультов — основного, расположенного в кабине, и двух выносных. С основного пульта управляют процессом бурения и технологическими операциями, связанными с бурением. Выносные пульта служат для дублирования управления некоторыми операциями и управления механизмом хода станка.

Автоматизация буровых станков

В зависимости от типа бурового станка автоматизация процесса бурения осуществляется по следующим основным направлениям:

- автоматическое управление частотой вращения бурового инструмента, его скоростью и усилием подачи и вспомогательными процессами при бурении (перехват, наращивание штанг, горизонтирование станка и др.) — для станков вращательного и шарошечного бурения; положением горелки относительно забоя скважины и соотношением компонентов горючей смеси — для станков термического бурения;
- диагностика состояния основных узлов станков;
- автоматический контроль за работой и передача информации на диспетчерский пункт о показателях работы станка за смену, сутки, месяц (количество пробуренных метров скважин, израсходованных долот, чистого времени работы станка, затрат энергии и т.д.);
- защита от аварийных ситуаций, возникающих на станке (трогания с места при опущенном в скважину буровом ставе, переподъема вращателя, разрыва шланга гидросистемы и т.д.).

Системы автоматического управления (САУ) процессом бурения предназначены для оптимизации режима бурения (частоты вращения бурового инструмента, осевого усилия на забой и др.) с целью установления их оптимальных значений при непрерывном изменении свойств горных пород во время бурения, с учетом текущего состояния инструмента и другого оборудования буровых станков. При этом оптимальные значения параметров

бурения устанавливаются в процессе регулирования исходя из выбранного заранее критерия оценки результатов бурения (критерия эффективности). Оптимальные значения этих параметров могут определяться заранее и поддерживаться постоянными по величине. Критерием оценки бурения (эффективности) может служить себестоимость бурения, минимум энергозатрат и другие критерии. Конечной целью оперативного регулирования параметров режима бурения является получение более высоких технико-экономических показателей по сравнению с бурением при постоянных значениях параметров, а также улучшение условий работы обслуживающего персонала и оборудования.

Состояние объекта управления «буровой станок–забой» характеризуется большим числом переменных величин, среди которых основными являются: осевое усилие, частота вращения долота, расход продувочного агента (воздуха, воды или их смеси), скорость бурения, глубина скважины, момент сопротивления вращению бурового става, интенсивность износа бурового инструмента, параметр вибрации (амплитуда и частота) элементов станка. Первые три параметра обычно называют режимными и используют для регулирования процесса бурения, остальные являются выходными.

Системы ручного управления предназначены для регулирования параметров режима бурения оператором в диапазоне величин, допускаемых регулируемыми органами, и корректировки этих величин при возникновении нежелательных ситуаций (больших вибраций, токов ротора вращательно-подающего механизма и т.п.). Эти системы управления дают возможность поддерживать оптимальные параметры режима бурения в несложных условиях. В сложных условиях бурения оператор, используя только ручные системы управления, обычно не успевает реагировать на изменение ситуации.

Системы автоматического управления процессом бурения позволяют по выбранному критерию эффективности устанавливать оптимальные параметры режима в условиях практически любой сложности. Кроме того, эти системы позволяют корректировать параметры режима бурения (при возникнове-

нии вибраций рабочего органа, завалов скважины продуктами разрушения и т.д.).

Технологические САУ дают возможность управлять параметрами режима бурения по вводимому в них или оперативно вычисляемому ими технико-экономическому критерию эффективности. Они должны обеспечивать заданный диапазон регулирования, необходимое быстродействие, заданный характер переходного процесса, отклонение устанавливаемых параметров режима бурения от оптимальных не больше расчетных во всем диапазоне регулирования, быстрое реагирование на предаварийную ситуацию с целью ее ликвидации корректировкой режимов бурения, выполнение защитных функций.

Система управления по выбранному и введенному в нее критерию эффективности работы бурового станка должна обеспечивать наилучшие технико-экономические показатели бурения: скорость бурения, производительность, время работы долота на забое скважины до его полного износа и замены, энергию, затрачиваемую на бурение, себестоимость бурения (удельные приведенные затраты). Кроме того, при бурении должны соблюдаться ограничительные условия, например вибрация оборудования и крутящий момент на долоте не должны превосходить установленные предельные уровни.

Критерий оптимальности бурения скважин на карьере — себестоимость одного метра пробуренной скважины. Поскольку себестоимость представляет собой интегральный показатель, усредняемый за относительно продолжительные промежутки времени, то оптимизация работы бурового станка с обратной связью непосредственно по этому показателю технически невыполнима. В связи с этим используются упрощенные критерии оптимальности, допускающие их оперативную оценку с помощью технических средств, например критерии максимальной проходки на долото, т.е. минимальной интенсивности износа долота или максимальной производительности.

В основном автоматизация бурения скважин на карьерах относится к наиболее распространенным станкам шарошечного бурения. Однако опыт, накопленный в области их автоматиза-

ции, общие результаты и рекомендации могут быть перенесены и на другие станки.

Устройство для управления буровым станком СБШ-250МН конструкции МГИ обеспечивает возможность ведения процесса бурения на всю глубину скважины в автоматическом режиме с постоянным контролем условий работы долота на забое по критерию максимальной производительности. Съём первичной информации и подача управляющих сигналов происходит от следующих систем бурового станка:

- воздушной магистрали продувки долота;
- цепи управления оборотами двигателя вращателя;
- цепи управления осевым усилием;
- электромагнитных золотников и двигателя маслостанции;
- рабочей площадки мачты станка (вибрация);
- крайних верхних и нижних положений опорного узла на мачте.

Основные принципы работы устройства. Задают начальный режим бурения — максимально возможное для данной породы осевое усилие на долоте и скорость вращения буровой штанги.

В случаях зашламовывания долота повышается давление в магистрали продувки долота, контролируемое датчиком давления сжатого воздуха. При превышении установленного давления блок управления (БУ) выдает сигнал в блок управления силовыми элементами и буровой снаряд начинает медленно подниматься при минимальных оборотах вращения. Если за установленное время медленного подъема (например, до 10 с) долото не очистилось от шлама (давление в магистрали осталось прежним), то БУ переключает работу станка на быстрый подъем и при достижении опорным узлом верхнего положения на мачте срабатывает датчик контроля положения вращателя станка, подъем бурового става прекращается и включается сирена. Если долото очистилось от шлама во время быстрого подъема, то БУ переводит станок в режим быстрого, а затем медленного опускания бурового снаряда до первоначальной глубины и рабочий режим бурения продолжается.

При возникновении вибрации, превышающей установленный допустимый уровень, сигнал датчика поступает в БУ, в котором вырабатывается сигнал управления и происходит плавное уменьшение оборотов двигателя вращателя до тех пор, пока уровень вибрации станка не станет равным установленному. При снижении вибрации БУ формирует управляющий сигнал увеличения оборотов двигателя вращателя, что снижает пиковые динамические нагрузки на долото.

При бурении в перемежающихся по крепости горных породах датчик давления масла выдает сигнал в БУ и автоматически переключает работу станка с одного режима на другой.

По достижении опорным узлом нижнего положения на мачте (штанга забурена полностью) в БУ подается сигнал с датчика контроля положения вращателя и станок переводится в режим сигнализации, характеризуемый снятием осевого усилия на забой и уменьшением оборотов.

РАБОЧИЙ ИНСТРУМЕНТ БУРОВЫХ МАШИН

Инструмент для станков ударно-вращательного (пневмоударного) бурения

Комплект бурового инструмента для ударно-вращательного бурения состоит из буровых штанг, переходника, погружного пневмоударника и долота.

Буровая штанга станков ударно-вращательного бурения с погружными пневмоударниками служит для передачи крутящего момента от вращателя к долоту и одновременно выполняет функции подачи сжатого воздуха к пневмоударнику и забоя скважины. Штанга состоит из трубы, соединительной муфты и ниппеля. Переходник соединяет став штанг с пневмоударником и является разбурником при обратном ходе става. Он имеет унифицированные со штангой муфты и ниппель, но более короткую длину трубы. Штанги изготовляют из стальных труб (сталь 35СГ, 36Г2С, 45 и др.) с последующей их закалкой и нормализацией. Различают три основных вида соединения штанг: замковое с конусной резьбой, муфтовое и ниппельное.

Наибольшее распространение получили замковые соединения. Параметры буровых штанг приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Параметры буровых штанг

Параметры	Тип штанги		
	СБУ-100Г(П,Н)	СБУ-125-24	СБУ-125У-52
Диаметр, мм			
наружный	83	89	108
внутренний	71	77	94
Длина (полезная), мм	900	2930	4250
Масса, кг	10,6	32,5	42,5

Буровые долота классифицируют:

- по форме головок на лезвийные и штыревые;
- по числу разрушающих твердосплавных лезвий (штырей) на долотчатые, трех- и четырехперые, Х-образные;
- по расположению разрушающих лезвий — на одно-, двухступенчатые (с опережающим лезвием) и многоступенчатые;
- по способу удаления буровой мелочи из забоя скважин — с центральной, нецентральной и внешней продувкой.

Долота с одним лезвием (зубильные) просты и легко затачиваются. Высокая энергия удара на лезвии долота обеспечивает большую скорость бурения, однако в процессе бурения (особенно по абразивным породам) диаметр долота уменьшается, образуется конус и долото заклинивается. Заклинивание может происходить также при бурении по трещиноватым породам.

Многолезвийные долота могут быть с опережающим лезвием и без него. Долота с четырьмя лезвиями могут быть крестовыми и с Х-образным расположением лезвий. Долота с тремя и четырьмя лезвиями износоустойчивы, хорошо формируют стенки скважины по диаметру и почти не заклиниваются при бурении трещиноватых пород. Их недостатки: трудность заточки лезвий, относительно небольшая скорость бурения из-за небольшой удельной энергии удара на единицу длины лезвия долота. Долото с опережающим лезвием БК-155 (рис. 3.1, *а*) применяется при забурировании скважины. Оно состоит из головки 1 и хвостовика 2. Хвостовик служит для передачи импульса от ударника и крутящего момента головке и через твердосплавное вооружение — забою скважины. Хвостовик и головка долота выполняются сплошными. Соединение хвостовиков долот с пневмоударником — шпоночное (коронки БК-105, БК-155) либо шариковое с байонетным затвором (К-110, К-110Ш, К-125, К-125Ш). Последнее соединение обеспечивает быструю замену долота и более высокую скорость бурения.

Наибольшее распространение имеют четырехперые Х-образные долота К-110КА (рис. 3.1, *б*) и К-130К с диаметрами бурения соответственно 110 и 130 мм, хвостовиком 52 и 60 мм и массой 3,5 и 5,9 кг.

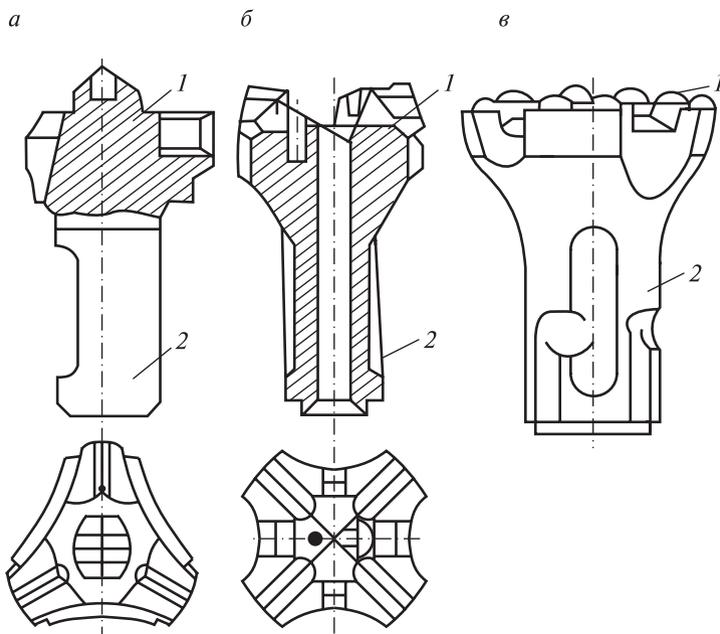


Рис. 3.1. Инструмент для станков ударно-вращательного (пневмоударного) бурения:

a — К-100В и БК-155; *б* — К-105КА и К-130К; *в* — КНШ-110

Хвостовик долота закрепляют в пневмоударнике на шлицах или шариковым замком. Лыска на хвостовике позволяет долоту смещаться в осевом направлении, что необходимо для обеспечения запуска пневмоударника прижатием долота к забою и открытия каналов перемещения поршня. Корпус долота изготавливают из легированной стали марки 45X11 и армируют твердым сплавом ВК-15.

Срок службы бурового инструмента зависит от типа и вида пластин твердого сплава, совершенства технологии их припайки, а также качества эксплуатации инструмента, и в первую очередь от его своевременной переточки.

Стойкость долот К-110КА и К-130К при бурении пород крепостью 8–16 изменяется соответственно в пределах 180–40 м и 200–60 м.

В России и за рубежом при бурении погружными пневмоударниками широко применяют долота типа КНШ с диамет-

рами 110 и 125 мм (рис. 3.1, *в*), армированные штырями из карбида вольфрама со сферической рабочей поверхностью, имеющими высокую стойкость. Для сохранения высокой скорости бурения штыри долота требуют периодической заточки для устранения образующихся на них площадок затупления и усталостных трещин.

При внешней продувке забоя скважины струя воздуха выбрасывается из каналов передней части пневмоударника между лезвиями долота к забою скважины, минуя корпус долота (внутренние каналы отсутствуют). В штыревых долотах с центральной и внецентренной продувкой предусматриваются каналы, пропускающие сжатый воздух.

Погружные пневмоударники, в которых поршень совершает возвратно-поступательное движение и при рабочем ходе наносит удар по хвостовику бурового инструмента, являются машиной при ударно-вращательном бурении. Погружной пневмоударник выполняется без встроенного поворотного устройства и работает на сжатом воздухе или воздушно-водяной смеси, которая обеспечивает эффективное пылеподавление. Вращение и подача пневмоударника на забой осуществляется через штангу от установленных вне скважины вращателя и податчика.

К числу основных факторов, определяющих эффективность бурения взрывных скважин погружными пневмоударниками, относятся: величина энергии единичного удара поршня по буровому инструменту, частота ударов, геометрия разрушающего инструмента и физические свойства буримой породы.

Погружные пневмоударники выпускают трех типоразмеров. Пневмоударники с бесклапанной системой воздухораспределения (рис. 3.2) имеют поршень-ударник 5, который при рабочем движении в цилиндре 4 перемещается на величину хода $l_2 \leq L \leq l_1 + l_2$, саморегулируя подачу сжатого воздуха из полости *б* трубки *б* в полости *а* и *в*, а также на продувку долота при любом положении поршня в цилиндре через каналы поршня и буксы. Долото 3 вставляется в буксу 1 и фиксируется от выпадения шариками 2, имея некоторую свободу хода *l*. Настройка пневмоударника обеспечивается гайкой 8 и седлом 7.

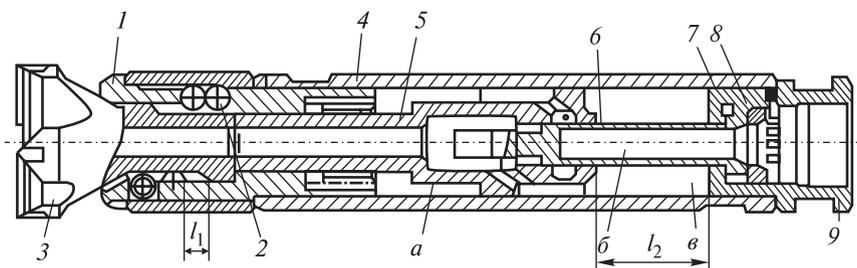


Рис. 3.2. Погружной пневмоударник П-125 К:

1 — букса; 2 — шарики фиксации долота; 3 — долото; 4 — цилиндр; 5 — поршень-ударник; 6 — трубка распределительная; 7 — седло; 8 — гайка регулировочная; 9 — переходник соединительный со штангой

Запуск пневмоударника в действие обеспечивается прижатием долота к забою. Долото, смещаясь внутри пневмоударника на шлицах, сдвигает поршень и открывает каналы подачи воздуха в полости *a* и *в*.

Технические характеристики пневмоударников бесклапанного типа приведены в табл. 3.2.

Инструмент для станков вращательного бурения шарошечными долотами

Комплект бурового инструмента станков вращательного бурения (рис. 3.3) с верхним вращателем состоит из упругой муфты, служащей для гашения вертикальных колебаний бурового става

Таблица 3.2

Технические характеристики пневмоударников бесклапанного типа

Характеристики	Тип		
	П-110-2,8	П-130-4,0	П-160А
Номинальный диаметр бурения, мм	105	125	165
Номинальное давление воздуха, МПа	0,5	0,5	0,5
Работа единичного удара, Дж	96	140	280
Частота ударов, с ⁻¹	27	21	21
Расход свободного воздуха, м ³ /мин	2,7	3,4	7,5
Ударная мощность, кВт	2,8	4,0	7,9
Наружный диаметр пневмоударника, мм	92	112	142
Масса без долота, кг	22	30	56

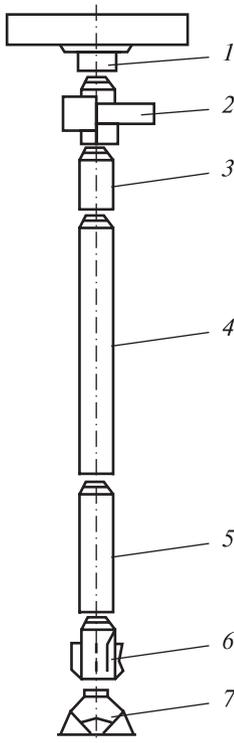


Рис. 3.3. Комплект бурового инструмента станков вращательного бурения шарошечными долотами:

1 — шпиндель вращателя; 2 — упругая муфта; 3 — переходник-адаптор; 4 — буровая штанга; 5 — удлинитель штанги; 6 — стабилизатор; 7 — долото

и устанавливаемой между шпинделем вращателя и сменным переходником (адаптором), гладкой штанги соответствующего диаметра, удлинителя става, стабилизатора и долота.

Сменный адаптор (длиной около 0,5 м) имеет нижнюю соединительную резьбу, соответствующую резьбе верхнего конца устанавливаемой в став штанги. Удлинитель основной штанги (длиной 2–3 м) служит для перекрытия части пространства от бурового стола станка до поверхности уступа.

В случае применения нижнего (роторного) вращателя буровой став образуется долотом, стабилизатором и одной профильной штангой с наружными (обычно тремя) выступами или прорезями на ее поверхности, через которые передается крутящий момент. Верхний конец

штанги соединяется с траверсой механизма подачи.

При вращательном бурении используют следующие виды долот: двух- и трехшарошечные, режущие и комбинированные. Наиболее распространенные трехшарошечные долота используют для разработки пород от мягких до очень крепких с вооружением шарошки в виде фрезерованных на ней зубьев (рис. 3.4, *а*) различной длины и конфигурации или впрессованных в нее штырей из твердого сплава — карбида вольфрама (рис. 3.4, *б*).

Режущие долота предназначены для бурения мягких пород. Хотя абсолютные значения осевых усилий подачи, необходимых для внедрения режущего долота в породу при одинаковых диаметрах долота, меньше, чем у шарошечных, потребный вращательный момент на режущем долоте, приходящийся на единицу осевого усилия подачи, должен быть больше, чем у ша-

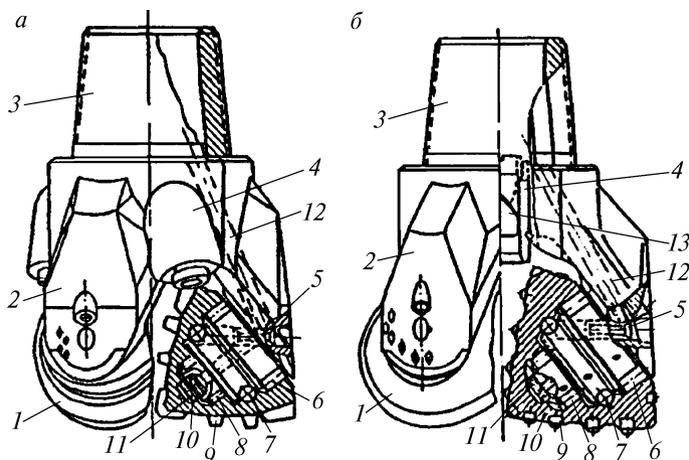


Рис. 3.4. Конструктивные схемы трехшарошечных долот:

а — зубчатого с фрезерованным вооружением шарошек и периферийной продувкой; *б* — штыревого с вооружением цилиндрическими элементами из твердого сплава и центральной продувкой: 1 — шарошка; 2 — лапа долота; 3 — присоединительный ниппель с резьбой; 4 — периферийный (*а*) и центральный (*б*) продувочные каналы; 5 — канал для подачи замкового ряда шарикового подшипника с фиксатором; 6 — роликовый подшипник опоры; 7 — замковый шариковый подшипник; 8 — роликовый подшипник опоры; 9 — элементы породоразрушающего фрезерованного (*а*) и твердосплавного (*б*) вооружения шарошки; 10 — корпус шарошки; 11 — опорная пята шарошки; 12 — воздушный канал к подшипникам шарошки; 13 — воздушнонаправляющий винт

рошечного инструмента. Это объясняется спецификой процесса взаимодействия инструмента с породой.

Комбинированный инструмент станков вращательного бурения объединяет в себе элементы шарошечного и режущего долота и эффективно используется при проходке скважин в породах с перемежающимися слоями мягких и твердых напластований.

Трехшарошечные долота (рис. 3.4), применяемые в горнорудной промышленности, состоят из трех сварных секций (лап) 2, на которых монтируют шарошки 1. Опоры шарошек в зависимости от размеров долот выполняют по различным схемам. В горной промышленности трехшарошечные долота применяют с опорами (Р-Ш-Р), имеющими два силовых роликоподшипника 6 и 8 и с ними один шариковый (замковый) 7. На долотах малых диаметров нижний подшипник может быть шариковым (Р-Ш-Ш) или скользящего типа. Долота, предназначенные

для тяжелых условий эксплуатации, снабжают упорной пятой скольжения (УПС) 11.

Шарошки и лапы долот в основном изготавливают из хромоникелевой малоуглеродистой (12ХН2, 20ХН3А) и никель-молибденовой (17Н3МА) сталей и подвергают химико-термической обработке.

Тип шарошечного долота выбирают в зависимости от значения, конструкции, формы шарошек, расположения последней относительно оси долота и забоя, числа и размера зубьев, абразивной стойкости зубьев и способа очистки от буровой мелочи (воздухом или водо-воздушной смесью).

Типы трехшарошечных долот, применяемых для бурения скважин на карьерах и при строительстве инженерных сооружений, приведены в табл. 3.3.

Для бурения взрывных скважин на карьерах горнорудной промышленности наиболее широко используют трехшарошечные долота типов К, ТК и Т с диаметрами 146; 161; 215,9; 244,5; 269,9 и 320 мм и массой 12–90 кг.

Вооружение шарошек долот:

- М, С, Т — фрезерованные в теле шарошек зубья;
- МЗ и ТЗ — твердосплавные зубки с клиновидной формой рабочей поверхности;
- ТК, К, ОК — зубки формы с полусферической рабочей головкой.

Таблица 3.3

Типы трехшарошечных долот

Тип	Область применения (породы)	Зубья шарошек
М	Мягкие	Фрезерованные
МЗ	Мягкие абразивные	Вставные, карбид-вольфрамовые
С	Средней твердости	Фрезерованные
Т	Твердые	Фрезерованные
ТЗ	Твердые абразивные	Вставные, карбид-вольфрамовые
ТК	Твердые с пропластками, крепкие	Комбинация фрезерованных и вставных
К	Крепкие	Вставные, карбид-вольфрамовые
ОК	Очень крепкие	Вставные, карбид-вольфрамовые
<i>Примечание.</i> Промежуточные разновидности долот МС, МСЗ, СЗ, СТ и ТКЗ.		

Боковая поверхность долот М, С и Т для повышения долговечности наплавляется зерновым твердым сплавом релит. Тильные части шарошек, козырьки и спинки лап также армированы твердосплавными зубками с плоскими торцами, запрессованными заподлицо с телом, причем козырьки и спинки лап могут быть наплавлены зерновым твердым сплавом релит.

По способу расположения зубьев шарошки долота могут быть с само- и самоочищающимися зубьями. У наиболее распространенных самоочищающихся долот зубчатый венец одной шарошки входит в проточку между венцами другой, за счет чего улучшается очистка зубьев от породы.

Вращающееся трехшарошечное долото со стальными зубьями или карбид-вольфрамовыми вставками при воздействии на него усилия подачи, вращательного момента и продольного поступательного движения разрушает горную породу ударом, что вызывает упругие деформации в массиве и разрушение последнего. При взаимодействии зуба долота и горной породы в месте их контакта образуется сложное напряженное состояние в результате появления напряжений сжатия, растяжения и сдвига.

Внедрение зуба в забой сопровождается появлением в месте их контакта сил трения шарошки о породу, препятствующих удалению частиц из кратера. Как только зуб покидает кратер, частицы отбитой породы должны быть удалены сжатым воздухом и транспортированы на поверхность уступа на расстояние 20–60 м.

Усилие подачи оказывает существенное влияние на скорость бурения, вне зависимости от его величины.

При малом усилии подачи скорость бурения низка, из скважины выходит буровая мелочь в виде тонкодисперсной пыли. Эта фаза разрушения породы называется абразивной и приводит к быстрому износу долота.

Увеличение нагрузки на долото увеличивает проникновение его зубьев в породу. Если штыри или зубья шарошки погружаются в породу на 80% своей высоты под воздействием надлежащего усилия, откалывая при этом от забоя частицы достаточно крупного размера, долото будет бурить с максимальной эффективностью. В удаляемом из скважины воздушном потоке наблюдается малое количество пылевых частиц.

Как только достигнута фаза активного скола частиц, добавление нагрузки на долото дает отрицательный эффект, так как при полном погружении зубьев долота шарошка ложится на свой конус, увеличивая сопротивление бурению.

Для достижения оптимальной скорости бурения, оператор должен иметь возможность изменять скорости вращения долота и подачи его на забой в зависимости от изменения крепости пород.

Потребное усилие подачи зависит от диаметра скважины (долота) и сопротивления породы сжатию. Диапазон нагрузок на долото (усилие подачи) рекомендуется изменять от 0,18 кН/мм его диаметра для мягких пород до 1,62 кН/мм для очень крепких скальных пород. Скорости проходки скважин изменяются от 0,03 м/мин для весьма крепких пород до 3 м/мин для очень мягких.

Долота со стальными фрезерованными зубьями предназначены для бурения мягких породных формаций с низким сопротивлением сжатию, до 40 МПа (мягкие песчаники, кальциты, глины), и других формаций, содержащих абразивные включения. Долота этого типа имеют длинные и тонкие зубья, обеспечивающие глубокое проникновение их в породу при сравнительно малой нагрузке. Геометрия долота создает максимально возможное срезающее воздействие на забой скважины. Обычно эти долота эксплуатируются при осевой нагрузке 0,18–0,56 кН/мм диаметра долота и скоростях вращения 120–70 об/мин соответственно.

Долота со стальными фрезерованными зубьями для бурения формаций средней крепости (как абразивных, так и неабразивных) с сопротивлением сжатию до 80 МПа (сланцы, песчанистые сланцы, известняки и др.) отличаются от долот, предназначенных для бурения мягких формаций, более крепкими и более тесно расставленными зубьями с меньшими углами заострения, имеющими износостойкую защиту поверхностей и геометрию, создающую более интенсивные скребково-дробильные воздействия на забой. Нагрузки на долото рекомендуются в диапазоне 0,36–0,9 кН/мм диаметра долота при скоростях вращения 100–60 об/мин соответственно.

Долота со стальными фрезерованными зубьями для бурения крепких формаций с сопротивлением сжатию до 100 МПа

сконструированы для работы в низко- или высокоабразивных породах (граниты, кварцевые песчаники и другие). Эти долота имеют более мощные подшипники и более тесно поставленные зубья с большими углами заострения, позволяющими приложить более высокие осевые нагрузки. Геометрия этих долот обеспечивает максимальный дробящий и минимальный срезающий эффект. Нагрузка на долото рекомендуется в пределах 0,72–1,26 кН/мм диаметра при скоростях вращения долота 80–40 об/мин соответственно.

Долота с карбид-вольфрамовыми вставками «долотчатого» или «полусферического» типов применяются вместо традиционных долот со стальными зубьями. Такие долота предназначены для работы в исключительно крепких и абразивных формациях, в том числе «долотчатые» для бурения формаций с сопротивлением сжатию до 105 МПа (крепкие песчаники и доломиты), а «полусферические» для работы в формациях средней и высокой крепости с сопротивлением сжатию 55–180 МПа (кварциты, твердые песчаные кварциты, такониты, базальты и другие формации, которые слишком крепки для долот со стальными зубьями).

Долота с карбид-вольфрамовыми вставками более дороги, однако имеют более высокую (в 4–10 раз) проходку и скорость бурения. Они позволяют прикладывать более высокие осевые нагрузки, 0,54–1,62 кН/мм диаметра долота, и скорости вращения 120–30 об/мин соответственно.

По расположению и конструкции продувочных каналов долота изготавливаются с боковой продувкой (Г) и с центральной продувкой (П). В долотах с боковой продувкой каналы для подвода воздуха к забою скважины выполнены в приливах асимметричных лап (рис. 3.4, а). В этих долотах струя воздуха направляется между шарошками на периферийную зону забоя. В долотах с центральной продувкой предусматривается подвод воздуха к поверхности забоя через унифицированное сопло (канал), расположенное в центре корпуса долота (рис. 3.4, б).

Боковая продувка улучшает очистку забоя от шлама и снижает эрозионный износ вершин шарошек при бурении в абразивных породах.

Для внешнего определения типа долота окрашивают в различные цвета и маркируют на торцовой части ниппеля долота. К долоту прикладывают паспорт с шифром, например III 269,9 К-ПГВ, означающим, что это трехшарошечное (III) с диаметром 269,9 мм долото для бурения крепких (К) пород, имеющее центральную (П) и периферийную (Г) продувку, а также подшипники качения (В). На долоте обозначают также номер и дату (обычно месяц и год) выпуска с завода. Нумерация долот на заводах обычно ведется ежегодно, начиная с первого номера.

Шарошечные долота изготавливают: АО Уралбурмаш (долота с диаметром 76–250,8 мм), ПО Куйбышевбурмаш (190,5–215,9 мм), Дрогобычский долотный завод (244,5, 269,9 и 320 мм), Востокмашзавод (112, 146, 320 мм), Поваровский опытный завод (215,9, 222,3, 244,5, 250,8, 269,9 мм) и Экспериментальный завод ВНИИБТ (76–320 мм).

Воздушный поток, потребный для очистки забоя буровой скважины, зависит от нескольких переменных: плотности горной породы, скорости бурения, размера частиц буровой мелочи, зазора между стенкой скважины и штангой, площади скважины. Имеется два фактора, влияющих на качество очистки скважины сжатым воздухом: надлежащий его объем и достаточная выносная скорость воздушного потока, способного транспортировать буровую мелочь из скважины на заданную высоту. Для подавляющего большинства горных разработок выносная скорость транспортировки мелочи достаточна в пределах 1220–1525 м/мин.

Если известна потребная скорость V_B (м/мин) восходящего потока, то объем воздуха (м³/мин) определяется из выражения

$$Q = 7,85 \cdot 10^{-7} \cdot V_B (D^2 - d^2),$$

где D и d — соответственно диаметр скважины и штанги, мм.

Скорость V_B восходящего потока воздуха в зазоре между стенкой скважины и штангой является важным фактором в очистке скважины и может быть установлена практически любой величины при фиксированных значениях подачи воздуха

известном диаметре скважины за счет увеличения или уменьшения диаметра штанги в соответствии с формулой:

$$V_B = 1,274 \cdot 10^6 \cdot Q / (D^2 - d^2).$$

Если частица ложится на дно скважины с нулевой скоростью, а далее должна быть ускорена, например до 1500 м/мин на расстоянии 70–80 мм, то для этого нужно затратить большую мощность, прогоняя через калиброванные отверстия долота (форсунки) достаточный воздушный поток. Чем выше давление воздуха внутри штанги и шарошки, тем выше скорость истечения воздушного потока из долота.

Оптимальная скорость выноса буровых частиц должна быть не менее: 1220–1830 м/мин при бурении мягких пород, 1525–2130 м/мин для пород средней крепости и 1830–2440 м/мин для крепких. Для выноса влажных и очень плотных пород, а также при скорости бурения 20 м/ч и выше может потребоваться скорость выноса частиц до 2700 м/мин.

Диаметр штанги для заданного диаметра скважины должен быть:

- для мягких пород — на 75 мм меньше диаметра долота (при выносной скорости частиц не менее 1220 м/мин), что позволяет транспортировать частицы размером до 50 мм и более в зазоре между скважиной и штангой без его заштыбовки и повторного дробления частиц;
- для пород средней крепости — на 50 мм меньше диаметра долота (минимальная скорость выноса 1525 м/мин), что достаточно для выноса частиц до 25 мм;
- для крепких пород, у которых обычно образуются мелкие частицы, — на 38 мм меньше диаметра долота, что позволяет пропускать частицы размером до 15 мм.

У большинства станков вращательного бурения максимальное выходное давление компрессора не превышает 0,35–0,42 МПа. Однако более высокое давление требуется тогда, когда имеют дело с влажной глиной или сильно обводненными породами.

Для адекватного охлаждения трехшарошечного долота требуется, чтобы не менее 20% потока сжатого воздуха проходило

через подшипники долота. Современные долота выпускаются различного размера, со сменными воздушными форсунками. Они разделяют воздушный поток на охлаждающий подшипники и очищающий скважину. Форсунки поднимают выходное давление компрессора до 0,7 МПа и более и, в свою очередь, заставляют проходить через подшипники долота большее количество воздуха.

Стандартный компрессор при вращательном бурении потребляет 50–75% установленной мощности бурового станка, при этом, если собственные потери мощности в компрессоре составляют 25%, то на очистку скважины и охлаждение долота расходуется до 75% мощности компрессора. Порядка 0,21 МПа давления теряется в долоте, не менее 0,1 МПа — в форсунках и 0,07–0,14 МПа — в буровом ставе. Давление в ресивере должно быть скорректировано с учетом этих потерь. Производители долот рекомендуют использовать форсунки минимально возможного диаметра, чтобы получить давление в ресивере выше атмосферного минимум на 0,56 МПа. В каталогах фирм приводятся данные средних потерь давлений воздуха при прохождении его через форсунки определенного диаметра.

Благодаря подаче воздуха из ниппеля 3 по воздушному каналу 12 (см. рис. 3.4, б) на подшипники обеспечивается их охлаждение и предотвращение поступления к ним тонкого абразивного материала, образующегося при бурении на забое скважины. Величина воздушного потока, поступающего на подшипники, регулируется сменными дроссельными насадками, выбор которых производится из расчета подачи на подшипники около 20% общего расхода воздуха. Остальная часть воздуха подается через периферийные насадки 4 или центральное сопло 13 на забой скважины для его очистки от продуктов разрушения. Сухой воздух — наилучшая рабочая среда, обеспечивающая долговечность подшипников.

Однако в большинстве случаев при бурении взрывных скважин требуется подавление пыли, что осуществляется инъекцией воды вместе с подаваемым воздухом. Для защиты подшипников долота от абразивного шлама, попадающего в них главным об-

разом из продувочных магистралей буровой колонки, куда он самозаливается из скважин при временном прекращении продувки, в ниппель долота устанавливают пластинчатый клапан со встроенным сетчатым воздушным фильтром, водоотделителем и обратным клапаном.

При поступлении в канал долота водовоздушной смеси более плотная вода оттесняется к периферии и направляется через насадки, в то время как практически обезвоженная часть потока воздуха изменяет направление движения и поступает в канал, подводящий воздух к подшипникам. При подаче сжатого воздуха к долоту обратный клапан открывается, пропуская воздух к каналам опор.

С увеличением коэффициента крепости пород от 6 до 20 доля расходов на буровой инструмент в стоимости бурения 1 м скважины возрастает от 15 до 75%. Большинство зубчатых долот в породах с показателем $P_6 > 8$ выходит из строя из-за низкой их стойкости (средняя стойкость долот не превышает 120–170 м).

Штыревые долота при бурении пород с показателем $P_6 > 13$ –14 в основном выходят из строя из-за заклинивания подшипников опор. Стойкость опор резко возрастает в результате применения принудительной их смазки в процессе работы.

Смазка опор долота может осуществляться с помощью системы (рис. 3.5), обеспечивающей подачу масляно-воздушной смеси в штангу.

Воздушный поток, попадая в подшипники долота, обеспечивает непрерывную их смазку.

Маслоотделительные устройства обеспечивают отделение масла и направление его к подшипникам с помощью маслоотражательной втулки, устанавливаемой в ниппельной полости долота и прикрепленной к центральному соплу.

Долота с маслоотражательными втулками применяют при бурении скважин в необводненных породах с крепостью 6–12, когда долота выходят из строя вследствие износа элементов опор шарошек. Долота с маслоотражательными втулками обеспечивают увеличение проходки на долото в 1,3–1,6 раза, а механической скорости бурения — на 11–20%. Известны конструкции

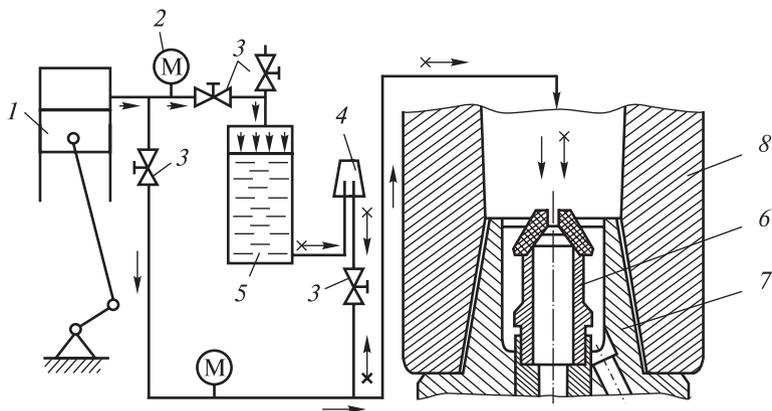


Рис. 3.5. Система непрерывной смазки долот:

1 — воздушный насос; 2 — манометр; 3 — вентили; 4 — устройство визуального контроля смазки; 5 — резервуар; 6 — маслоотделительное устройство; 7 — ниппель долота; 8 — штанга

долот некоторых зарубежных фирм, имеющие маслonaполненные резервуары, устанавливаемые в лапах долота и подающие масло под давлением воздуха продувки долота непосредственно в его подшипники.

Рассеивающие винты предназначены для закручивания воздушного потока с целью увеличения площади поперечного сечения струи, выходящей из центрального продувочного сопла долота, и снижения эрозионного износа вершин шарошек. Наиболее эффективны рассеивающие винты в условиях бурения крепких и очень крепких пород, где долота выходят из строя, главным образом, из-за износа вершин.

Шламозащитные (обратные) клапаны служат для предотвращения попадания воды и грязевой смеси при бурении обводненных скважин через долото в буровой став при прекращении продувки става. В случае прекращения подачи продувочного агента тарелка клапана пружиной прижимается к крышке, а во внутренних полостях центрального сопла и ниппеля долота образуется воздушная подушка. Проходка на долото с применением комбинированных клапанов более чем в 1,5 раза превышает средние показатели по бурению в обводненных породах. Центральные обратные клапаны различаются величиной пере-

пада давления в зависимости от типа запорного устройства, из которых наиболее распространенными являются тарельчатый, шаровой, золотниковый и лепестковый. Обратные клапаны золотникового и тарельчатого типов увеличивают проходку на долото в обводненных породах на 20–30%.

Режущие буровые долота. Для бурения шарошечными станками (с продувкой воздухом) типов СБШК-200, СБШ-200 и СБШ-250 слабых и средней крепости пород ($f < 7$) используют режущие буровые долота (рис. 3.6).

Долота, имеющие диаметры 215,9; 244,5 и 269,9 мм, оснащены восемью–десятью сменными резцами, армированными пластинками твердых сплавов. Сжатый воздух к забою подается через наклонные каналы и отверстия, расположенные между резцами.

Режущие долота с воздушной продувкой, в основном, предназначены для бурения многолетнемерзлых пород повышенной влажности с гравийно-галечными включениями и могут использоваться для бурения пород с обычным температурным режимом.

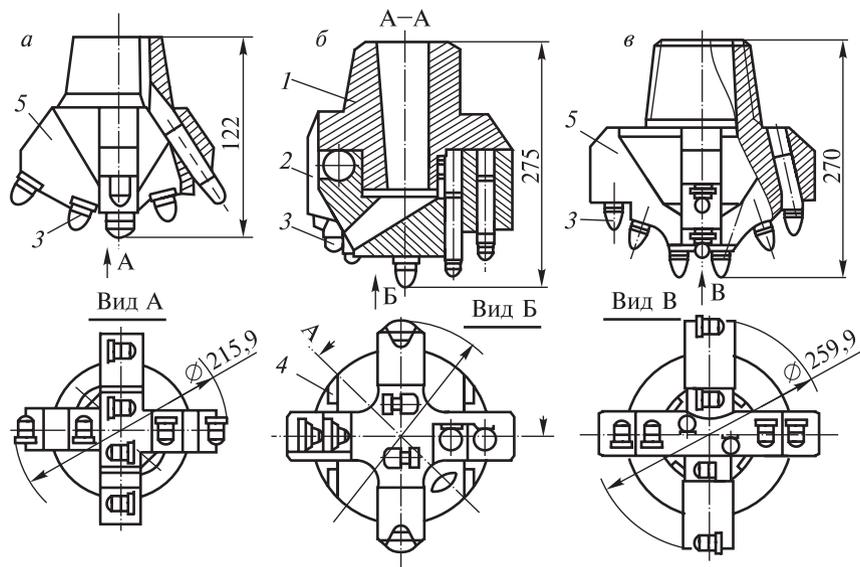


Рис. 3.6. Режущие долота для бурения с продувкой:

a — ЗРД215,9; *б* — 1РД244,5; *в* — 1РД269,9: 1 — хвостовик; 2 — съемный корпус; 3 — сменный зубок; 4 — замковый палец; 5 — корпус долота

В долотах ЗРД215,9, ЗРД244,5 и 1РД269,9 принято четырехлучевое несимметричное расположение резцов со сплошной схемой обработки ступенчатого забоя, тогда как долото РД269,9 имеет литой трехлучевой корпус и оснащено резцами ШБМ-11-04 с коническими державками. Переход на трехлучевой корпус позволил увеличить размеры проходных окон долота и допустимую крупность буровой мелочи за счет сокращения числа линий резания и роста скорости подачи долота на забой. Масса долот с диаметром 269,9 мм не превышает 25 кг.

При бурении абразивных пород режущие долота имеют невысокую стойкость и выходят из строя главным образом по причине быстрого износа периферийных резцов при неизношенных центральных.

Буровые штанги служат для передачи долоту крутящего момента и осевого усилия, а также подвода к забою сжатого воздуха для выдачи из скважины буровой мелочи. В комплект буровых штанг входит одна концевая штанга (забурник) и несколько основных рабочих штанг. Ниппели рабочих штанг имеют внутреннюю резьбу меньшего диаметра для соединения с ниппелем вертлюга, через который подаются воздух и вода. Для обеспечения нормальных условий удаления буровой мелочи из скважины и получения требуемой скорости восходящего потока (20–75 м/с, в зависимости от плотности выносимого материала) диаметр штанги должен быть на 20–50 мм меньше диаметра долота. Например, с долотами диаметром 215,9 и 244,5 мм применяются штанги с наружным диаметром соответственно 180 и 203 или 215 мм. Штанги изготавливают из стальных бесшовных холодно- или горячекатаных труб.

Стабилизаторы предназначены для предотвращения поперечных колебаний буровой штанги, приводящих к преждевременному износу последней и долота. Узел стабилизатора крепится к нижнему концу буровой штанги, а долото устанавливается в нижнюю часть стабилизатора.

Стабилизатор состоит из корпуса, равного по диаметру штанге с выступающими вертикально установленными ребрами или роликами, наружная поверхность которых защищена от износа утопленными заподлицо штырями из карбида воль-

фрама. Диаметр стабилизатора по выступающему краю ролика стабилизатора равен диаметру долота. Применение стабилизатора способствует вращению долота вокруг его истинной оси, благодаря чему осевая нагрузка реализуется более эффективно, уменьшается величина требуемого крутящего момента (за счет снижения трения штанги о стенки скважины при ее изгибе) и обеспечивается большая плавность бурения. При бурении глубоких скважин стабилизаторы могут устанавливаться на стыках секций штанги.

Инструмент для станков вращательного бурения режущими долотами со шнековой очисткой скважин

Комплект бурового инструмента состоит из режущих долот и шнековых штанг.

Шнековый способ очистки скважин от буровой мелочи является пассивным, поскольку не обеспечивает принудительного удаления продуктов разрушения из призабойной зоны. Поступление буровой мелочи на первый виток шнека, который отстоит от забоя на высоту долота, происходит за счет вытеснения ее буровым инструментом. Шнековый способ очистки скважины применяется только в сочетании с режущим буровым инструментом.

Режущий инструмент классифицируется:

- по форме режущей кромки и расположению резцов по высоте: со сплошной режущей кромкой (бесступенчатая форма забоя), с прерывистой режущей кромкой (ступенчатая форма забоя), с превышением резцов в каждой последующей линии над предыдущими (ступенчатая форма забоя);
- по числу режущих лучей (перьев): двухлучевые (двухперые), трехлучевые, четырехлучевые, с круговым расположением резцов. Двухлучевые долота чаще имеют сплошное армирование режущей кромки и при шнековой очистке обеспечивают наименьший коэффициент перекрытия скважины. В трещиноватых породах целесообразно применение трехлучевых долот. Четырехлучевые долота и долота с круговым расположением резцов имеют большой

коэффициент перекрытия скважины и рекомендуются для бурения с продувкой;

- по способу армирования твердым сплавом: с вставками по торцу или по передней грани, с несъемными резцами, со сменными резцами. Армирование производится пластинами твердого сплава типа ВК или трубчато-зернообразным твердым сплавом типа ТЗ. Перспективным на породах повышенной крепости является инструмент со сменными резцами.

Долота для бурения в мягких породах. Специфика бурения в мягких породах ($f < 4$) обусловлена большими скоростями подачи инструмента на забой. При этом резцы снимают крупную стружку, достигающую по глубине 10 мм и более. Поэтому возникает необходимость защиты корпуса от износа на значительной высоте и по всей длине режущей кромки.

Этим условиям отвечают режущие долота типа РК. Долото РК4М (рис. 3.7, *a*) имеет съемный корпус. Один хвостовик

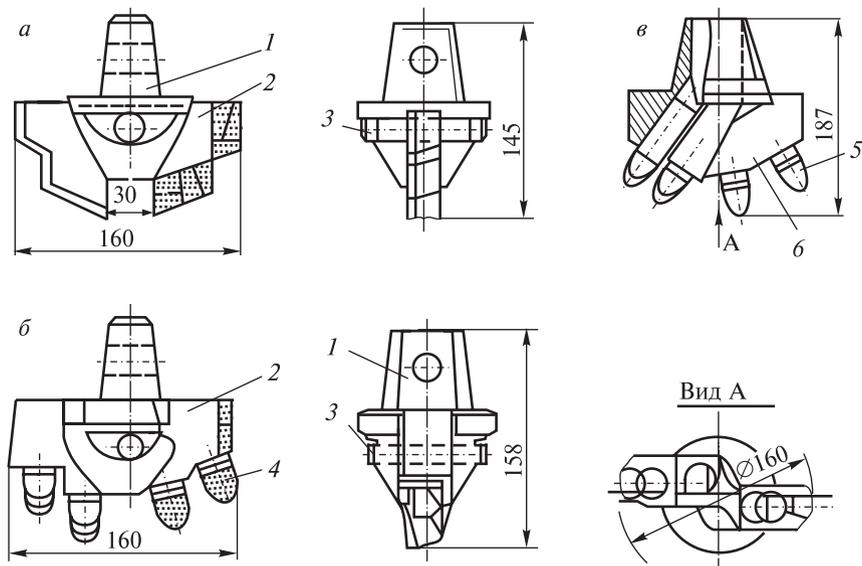


Рис. 3.7. Режущие долота для бурения со шнековой очисткой скважин:
a — РК4М; *б* — 8РД160Ш; *в* — 10РД160ШП: 1 — хвостовик; 2 — съемный корпус;
 3 — соединительный палец; 4, 5 — укороченные резцы типа ШБМ2С; 6 — литой корпус

используется на нескольких съемных корпусах. Ступенчатая форма режущей кромки долота увеличивает его устойчивость и создает разрыв сплошности забоя.

Долота для бурения в породах повышенной крепости. Специфика эксплуатации таких долот требует создания высокого удельного давления на забой за счет максимального сокращения линии контакта с забоем и сохранения его ступенчатости, наиболее просто достигаемых применением сменных резцов.

Шнековый способ очистки скважины допускает наличие в буровой мелочи фракций, имеющих в поперечнике до 35 мм. Долото должно иметь минимальное количество резцов, обеспечивающих максимальный эффект отделения от массива неразрушенных твердых включений.

Долото 8РД160Ш (рис. 3.7, б) предназначено для бурения в слабосцементированных галечниках и гравийно-галечных отложениях, может применяться также для бурения в однородных абразивных и хрупких породах, например песчаниках. С долотом принята сплошная схема обработки забоя при несимметричном недублированном расположении резцов и последовательном превышении их друг над другом. Резцы образуют равенство моментов на правом и левом перьях долота, что способствует устойчивости долота при работе.

Долото 10РД160 (рис. 3.7, в) имеет литой корпус и изготавливается в двух вариантах: 10РД160Ш — для шнековой и 10РД-160ШП — для шнекопневматической очистки скважин.

Для армирования бурового инструмента применяют металлокерамические твердые сплавы ВК. Стойкость коронок типа 10РД160Ш в породах с $f < 5$ составляет 1600–2000 м, при этом удельный расход твердого сплава не превышает 0,7–0,9 г/м.

Шнековый буровой став (рис. 3.8) служит для передачи крутящего момента долоту, а также очистки скважины. Он состоит из секций, каждая из которых состоит из трубы 1 диаметром d с приваренной к ней спиралью 2 с шагом S из полосовой стали и хвостовиков 3 и 4. Секции (не имеющие продувки) между собой соединяются с помощью валиков, продаваемых сквозь отверстия хвостовиков. Аналогичным образом верхний шнек става соединяется с переходником шпинделя, а к нижней штанге присоединяется долото.

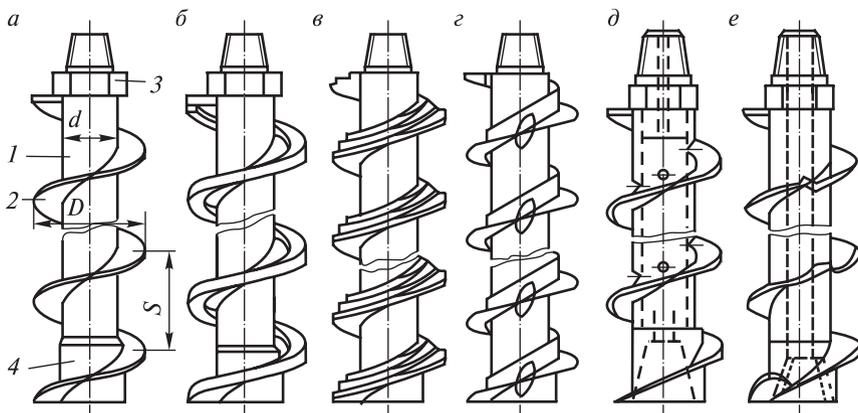


Рис. 3.8. Секции шнековых буровых штанг для очистки скважин со спиралью: *a* — сплошной; *б* — полый коробчатой; *в* — полый уступчатой; *г* — ленточной; *д* — с радиальными отверстиями в трубе; *е* — секционной

Штанги для шнекопневматической очистки (рис. 3.8, *д*, *е*) имеют сквозное внутреннее отверстие, резьбовое соединение и различную форму спирали. Для станков шнекового бурения в основном применяют три типа штанг диаметром по спирали от 107 до 155 мм, длиной от 1800 до 8190 мм и массой от 20 до 270 кг. В зависимости от абразивности и крепости породы долговечность штанги до разрушения составляет 3–4 тыс. м. Наружный диаметр шнека D для уменьшения трения о стенки скважины должен быть на 10% меньше диаметра долота.

Инструмент для термического бурения

Буровой снаряд станка комбинированного бурения состоит из горелки (термобура), неразборной буровой штанги и подводящего устройства.

Термобур (рис. 3.9) состоит из камеры сгорания *1*, представляющей собой цилиндр, закрытый снизу сопловой крышкой *2*, а сверху — головкой *3* с завихрителем, чехла *4*, навинчиваемого на нижний конец переходника *5* штанги, коронки *6* и гильзы *7*, предохраняющей чехол от износа. Горючее в камеру *1* поступает через фильтр *8* и форсунку *9*. Вода под давлением 0,3–0,9 МПа подается в пространство между камерой и чехлом, далее про-

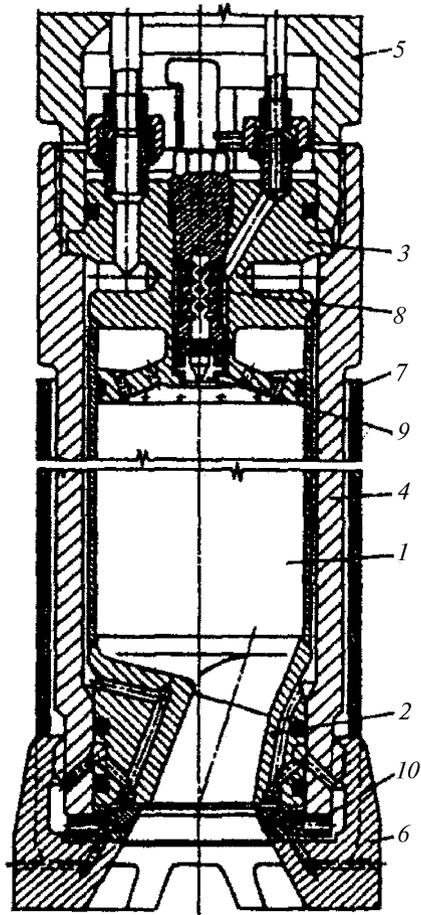


Рис. 3.9. Термобур

ходит по каналам к сопловой крышке, шайбе 10 и коронке, охлаждает их и выбрасывается в скважину.

Буровая штанга служит для вращения горелки и транспортирования в ней рабочих компонентов и воды. Верхний конец штанги фланцем присоединяется к приводу вращателя и заканчивается подводным устройством. Внутри штанги проходят трубопроводы горючего и воды (или кислорода), а ее внутренняя полость служит для подачи сжатого воздуха (или воды). Внизу штанги на резьбе закрепляется переходник, на который навин-

чивается горелка. Через переходник проходят трубопроводы, присоединяемые к соответствующим штуцерам термобура.

Комбинированный буровой инструмент

К комбинированному относят буровой инструмент, сочетающий в себе не менее двух породоразрушающих органов, работающих одновременно или поочередно. Комбинированное воздействие на породу различных типов рабочих органов позволяет значительно усилить эффект разрушения породы и повысить стойкость инструмента.

Исходя из возможных схем воздействия на забой и сочетаний рабочих органов, комбинированный буровой инструмент классифицируют:

- по назначению — для бурения пород выше средней крепости ($f > 14$), средней крепости ($f = 10-14$) и ниже средней крепости ($f < 10$). Крепость пород влияет на выбор породоразрушающих органов комбинированного долота;
- по принципу действия — термоударный, термошарошечный, ударно-шарошечный, режуще-ударный и режущешарошечный;
- по способу воздействия рабочих органов на забой — с одновременным, поочередным и раздельным воздействием рабочих органов на забой. Одновременное воздействие рабочих органов по всему забою целесообразно при высокой крепости пород с целью увеличения подводимой мощности и достижения разрушающих напряжений. Поочередное воздействие на забой породоразрушающих органов комбинированного долота целесообразно при изменении свойств и крепости пород по глубине скважины. Разделение участков забоя между рабочими органами преследует цель создания наиболее благоприятных условий для работы каждого органа;
- по типу взаимной связи породоразрушающих органов — с взаимным перемещением рабочих органов и без него.

Термоударный и *термошарошечный* буровые инструменты представляют собой сочетание огневой горелки и пневмоударника или шарошечного долота.

Ударно-шарошечный буровой инструмент сочетает в себе пневмоударник и шарошечное долото. Испытания этих долот показали возможность увеличения производительности при бурении по весьма крепким железистым кварцитам в 2,5 раза и снижения стоимости бурения на 26–42%.

Режуще-ударный буровой инструмент сочетает пневмоударник с насадками в виде кольцевых режущих коронок.

Режуще-шарошечный буровой инструмент РШД190, РШД215,9 и 1РШД215,9 Иркутского политехнического института прошел широкую промышленную проверку на ряде разрезов и на карьерах по добыче угля, алмазов и золота.

Применение комбинированного режуще-шарошечного бурового инструмента целесообразно при бурении в породах сложного строения с наличием в толще мягких, вязких глино-содержащих пород и крепких прослоек. В мягких породах обработку забоя следует производить режущим инструментом как наиболее производительным, а в крепких — шарошечным.

В основу конструкции долот типа РШД (рис. 3.10) положен принцип возможности взаимного перемещения режущего и шарошечного породоразрушающих органов. При этом две шарошки 8 размещаются на цапфах лап 3, жестко связанных с корпусом долота, а режущий орган 6 устанавливается подвижно в направляющих пазах лап 4 коронки. Осевое усилие на режущий орган передается через предварительно сжатую гайкой 1 пружину 2, что обеспечивает передачу выступающему режущему инструменту необходимого усилия на забой, достаточного для разрушения слабых пород ($f \leq 6$).

При бурении крепких пород происходит утапливание режущего инструмента и в работу вступают шарошки. Отработка забоя происходит одновременно шарошечным и режущим органами. По мере износа режущих кромок (на периферии больше) участие шарошек в разрушении возрастает. Для направления воздушной струи к режущим кромкам имеются наклонные каналы. Режущие кромки инструмента требуют периодической заточки и восстановления.

Масса режуще-шарошечного долота РШД215,9 ТЗ не превышает 40 кг. В породах с коэффициентом крепости от 4 до 12

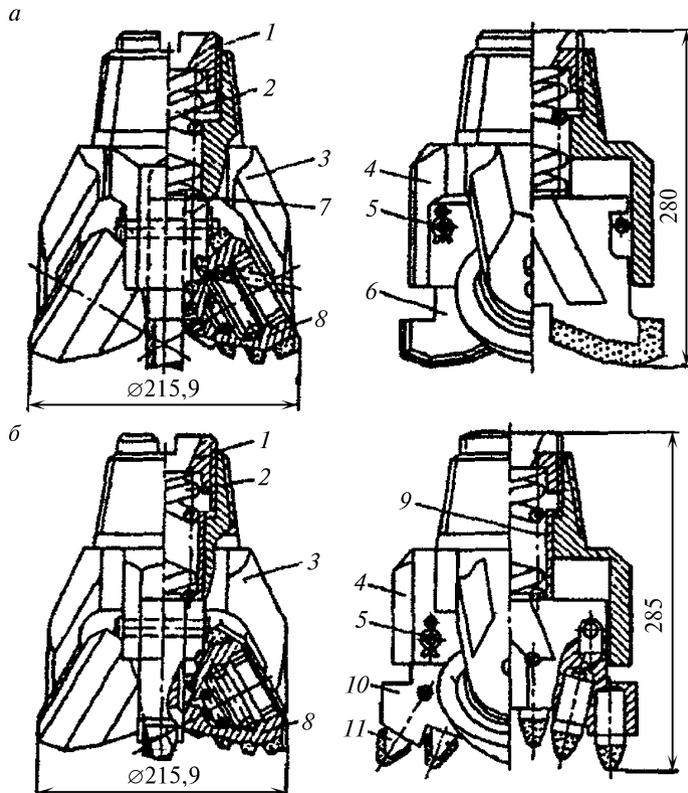


Рис. 3.10. Комбинированные режуще-шарошечные долота:

a — РШД215,9; *б* — 1РШД215,9: 1 — гайка; 2 — пружина; 3 — лапа шарошки; 4 — лапа режущего органа; 5 — замковый палец; 6 — съемная режущая коронка; 7 — упорная шайба; 8 — шарошка; 9 — стакан; 10 — съемный корпус крепления резцов; 11 — сменный резец

скорость бурения комбинированным долотом в 1,5–2 раза выше, чем шарошечным. Энергоемкость процесса бурения снижается в 2 раза, расход инструмента — в 1,5–2,5 раза, значительно возрастает крупность буровой мелочи.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ БУРОВЫХ СТАНКОВ

4.1. ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ

Буровые станки доставляют с заводов-изготовителей к месту их установки средствами рельсового, безрельсового, водного, воздушного, а также смешанными видами транспорта.

Автодорожный транспорт позволяет перевозить тяжеловесные грузы трейлерами грузоподъемностью от 14 до 400 т, буксируемыми тракторами и тягачами на экономически выгодные расстояния до 200 км.

Безрельсовый и воздушный транспорт используют для доставки буровых станков в труднодоступные районы, отрезанные от железных дорог, наземных и водных путей.

Водный транспорт чаще всего используют при смешанных перевозках, типа море—суша.

Наиболее распространенный и экономичный способ транспортирования — по железным дорогам.

Буровые станки вращательного и ударно-вращательного бурения, имеющие массу несколько тонн, поставляют с заводов в собранном виде.

Крупные станки шарошечного бурения, установленные на железнодорожной платформе, в собранном виде не вписываются в габариты погрузки и доставляются к месту их установки разобранными на отдельные узлы: машинное отделение, тамбуры, ходовая часть, мачта, кабина. Комплектность поставки, вид упаковки отдельных узлов и другие требования определяются комплекточной ведомостью на поставку.

Разобранные буровые станки по железной дороге перевозят в соответствии с разработанными и утвержденными правилами погрузки и крепления грузов на железнодорожных платформах. Необходимо, чтобы во всех случаях нагрузка на каждую из тележек четырех- или двухосной платформы не превышала поло-

вины грузоподъемности данной платформы. Все части станков укладывают на подкладки и крепят на платформе растяжками, которые необходимо располагать вдоль платформы.

Перед отправкой потребителю масло из гидросистемы и редукторов полностью сливается, отсоединяются маслопровод, соединенный с цилиндром поворота кассеты, и воздухопроводы, идущие к вертлюгу.

Для предотвращения самопроизвольного опускания штоки гидравлических домкратов закрепляются в крайнем верхнем положении.

После демонтажа кабины управления станков пульта управления подлежат защите от механических повреждений и атмосферных осадков.

Разгрузку станков СБШ можно осуществить краном грузоподъемностью не менее 50 т, а при наличии тупика и возможности подключения электропривода хода станок может съехать с платформы своим ходом (при этом необходимо пользоваться выносным пультом).

Перед разгрузкой краном станок (рис. 4.1) крепится в трех точках: два стропа крепятся к шарнирам гидроцилиндров и опускания мачты (точки *A* и *B*). Один строп — к шарниру в задней части платформы внутри машинного помещения (точка *B*).

Строп от точки *B* к крюку крана проходит через люк в крыше машинного помещения. Длины стропов подбираются так, чтобы центр тяжести станка находился под крюком крана.

К монтажной площадке либо в карьер станок транспортируют своим ходом или тягачами на жесткой сцепке. В последнем случае снимают приводные цепи гусеничного хода.

До передвижения необходимо проверить надежность креплений гусеничного хода к платформе станка.

4.2. МОНТАЖ И ПОДГОТОВКА К РАБОТЕ СТАНКА СБШ-320В

Монтаж

При получении станка необходимо проверить отсутствие наружных повреждений узлов и упаковки, а также наличие пломб.

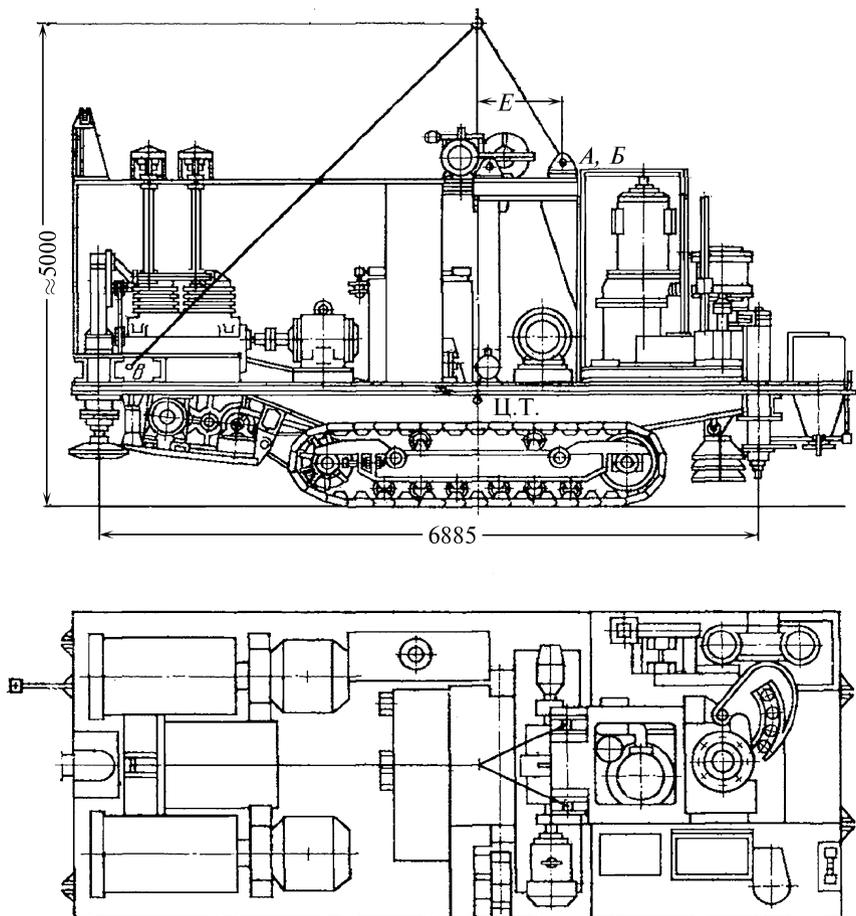


Рис. 4.1. Схема разгрузки станка 2СБШ-200

В случае обнаружения повреждения узлов станка или упаковки, а также отсутствия пломб должен быть составлен соответствующий акт. Завод-изготовитель за повреждение и утерю деталей в пути следования ответственности не несет.

После наружного осмотра из упаковочных мест извлекается товаросопроводительная документация и проверяется комплектность поставки. Станок расконсервируется путем снятия консервирующих покрытий керосином или этилированным бензином с последующей протиркой насухо.

Монтаж станка необходимо производить на спланированной горизонтальной площадке, оборудованной средствами с грузоподъемностью не менее 30 т, обеспечивающими подъем на высоту не менее 6 м.

Площадка должна иметь размеры, обеспечивающие маневрирование станка, достаточно твердый грунт, а также возможность подъезда транспортных средств.

Электрическое и гидравлическое оборудование, запасные части, инструмент и принадлежности в период монтажа станка следует хранить во временном помещении или под навесом, обеспечивающим сохранность оборудования.

Монтаж станка производится в следующей последовательности:

- 1) собираются левая и правая тележки гусеничного хода совместно с рамой, в которой установлены два вентилятора отдува и редуктор хода;
- 2) устанавливается и закрепляется машинное отделение на тележке гусеничного хода;
- 3) устанавливаются и закрепляются тамбуры и кабина;
- 4) устанавливаются и закрепляются кабельные барабаны, балка и домкраты;
- 5) устанавливается и закрепляется вспомогательное оборудование;
- 6) устанавливается и закрепляется на мачте снятое оборудование (приводы лебедок, фары и т.д.);
- 7) устанавливаются и закрепляются опоры мачты с гидроцилиндрами на машинном отделении;
- 8) устанавливается мачта на опору и закрепляется;
- 9) соединяются трубопроводы и рукава высокого давления;
- 10) подключается электрооборудование машинного отделения, мачты и гусеничного хода;
- 11) устанавливаются и подключаются боковые светильники, сирены и прожекторы на машинном отделении и кабине.

Перемещение станка

Перемещение станка к месту эксплуатации осуществляется своим ходом или буксировкой. При буксировке необходимо

соблюдать все меры предосторожности, предусмотренные правилами безопасности.

Перед началом буксировки мачту опустить в горизонтальное транспортное положение.

Буксировку станка осуществлять только с помощью жесткой сцепки с подстраховкой при движении на уклонах.

Подготовка станка к работе

Подготовка и проверка составных частей станка к включению

При визуальном осмотре станка необходимо проверить:

- шланги и трубопроводы на отсутствие механических повреждений и течи масла;
- рабочую площадку и те участки почвы, на которые будут опираться щиты домкратов (площадка должна быть выровнена и уклон не должен превышать 2°);
- состояние внешней оболочки питающего кабеля на отсутствие механических повреждений;
- соединение заземляющих жил кабеля;
- болтовые соединения крепления мачты (подшипников и опор) шинно-зубчатой муфты;
- натяжение канатов механизма подачи;
- натяжение гусеничных лент;
- состояние коммуникаций гирлянды;
- состояние тормозов (прилегание колодок и их износ);
- состояние аппаратуры освещения и сигнализации;
- состояние трасс электрокоммуникаций;
- изоляцию цепей;
- состояние контрольно-измерительных приборов на панелях, пультах и щитах управления;
- уровень рабочей жидкости в баке маслостанции, компрессорной установки, в ваннах редукторов гусеничного хода и вращателя лебедок подачи;
- уровень воды в водяном баке;
- наличие инструмента, запасных деталей и долот;

- подсоединение проводов к блокам зажимов и клеммам электроаппаратуры;
- плавность хода (без заеданий) переключателей, кнопок, магнитных пускателей, контакторов, реле, выключателей;
- состояние коллектора и прижатие щеток двигателей вращателя, лебедок подачи и гусеничного хода.

Подготовку электропривода к включению необходимо производить с проверки реле утечки и правильности включения и взаимодействия следующих электрических аппаратов:

- цепей освещения;
- цепей управления, сигнализации и контроля;
- цепей управления, сигнализации и контроля компрессорными установками;
- цепей управления горизонтированием станка;
- выпрямителей.

Проверку работы реле утечки необходимо производить в следующей последовательности:

- включить разъединитель шкафа распределительного КРУЭ;
- включить автоматический выключатель, при этом должен сработать пускатель. При нормальном сопротивлении изоляции (>10 кОм) пускатель остается включенным;
- включить автоматический выключатель;
- нажать кнопку «ПРОВЕРКА» на передней крышке реле утечки.

При неисправном реле утечки выключатель должен выключиться.

О включении реле утечки в работу сигнализирует свечение лампы, видимой через смотровое стекло на передней крышке.

Проверку работы реле утечки необходимо производить нажатием кнопки «ПРОВЕРКА» на передней крышке реле утечки при включенном выключателе шкафа распределительного КРУЭ. При этом должна загореться сигнальная лампа реле утечки.

Проверку правильности включения цепи освещения необходимо производить с помощью аппаратов, расположенных в шкафу освещения, при этом надо включить:

- выключатели с табличкой «ТРАНСФОРМАТОР», с табличкой «ЦЕПЬ УПРАВЛЕНИЯ», с табличкой «ОСВЕЩЕНИЕ» «36 В» и с табличкой «12 В», расположенные в шкафу;
- включить выключатель с табличкой «МАШИННОЕ ОТДЕЛЕНИЕ», должны загореться лампы в светильниках машинного отделения, вспомогательного тамбура и рабочего тамбура.

При открывании дверей шкафа управления должны сработать выключатели и загореться лампа внутри шкафа;

- включить выключатель с табличкой «КАБИНА», а затем тумблеры «ОСВЕЩЕНИЕ», расположенные на панели пульта, при этом должны загореться лампы в светильниках кабины;
- включить выключатель с табличкой «КОМПРЕССОРНОЕ ОТДЕЛЕНИЕ» — должны загореться лампы в светильниках высоковольтного отделения;
- включить выключатель с табличкой «ВЫСОКОВОЛЬТНОЕ ОТДЕЛЕНИЕ» — должны загореться лампы в светильниках высоковольтного отделения;
- включить выключатель с табличкой «БОКОВОЕ» — должны загореться лампы в светильниках левой, правой и задней сторон;
- включить выключатель с табличкой «ДВИГАТЕЛЕЙ ХОДА» — должна загореться лампа в светильнике освещения двигателей хода;
- включить выключатель с табличкой «ПЕРЕДНЕЕ» — должна загореться лампа в прожекторе на кабине;
- включить выключатель с табличкой «ПРОЖЕКТОР МАЧТЫ» — должны загореться лампы в прожекторах на машинном отделении;
- включить выключатель с табличкой «ФАРЫ МАЧТЫ» — должны загореться фары верха мачты;
- включить выключатель с табличкой «ФАРЫ МАЧТЫ» — должны загореться фары низа мачты.

Проверку правильности включения цепи управления, сигнализации и контроля необходимо производить с помощью

аппаратов, расположенных на панелях пультов управления, при этом следует включить:

- выключатель с табличкой «ТРАНСФОРМАТОР» и с табличкой «ЦЕПЬ УПРАВЛЕНИЯ», расположенные на стенке шкафа управления;
- выключатели и переключатели, расположенные на пультах и вспомогательном, при этом должны загораться сигнальные лампы, соответствующие надписям на табличках.

Проверку правильности включения цепи управления, сигнализаций и контроля винтовой компрессорной установки необходимо производить с помощью аппаратов, расположенных на дверце щита приборов.

При этом следует включить:

- выключатель с табличкой «ПИТАНИЕ ЩИТА» в верхнее положение;
- выключатели на щите приборов, при этом должны загореться сигнальные лампы, соответствующие надписям на табличках.

Необходимо произвести дополнительную проверку цепей «АВАРИЯ ПО ДАВЛЕНИЮ МАСЛА» и «АВАРИЯ ПО ТЕМПЕРАТУРЕ ВОЗДУХА».

Для цепи «АВАРИЯ ПО ДАВЛЕНИЮ МАСЛА» следует:

- открыть крышку датчика, расположенного на винтовой компрессорной установке;
- включить выключатель с табличкой «КОМПРЕССОР», при этом:
 - 1) контактор, расположенный в шкафу управления, должен включиться;
 - 2) лампа сигнальная с табличкой «КОМПРЕССОР» должна загореться;
- замкнуть контакты датчика, при этом:
 - 1) контактор должен включиться;
 - 2) лампа сигнальная с табличкой «КОМПРЕССОР» должна погаснуть;
 - 3) лампа сигнальная с табличкой «АВАРИЯ ПО ДАВЛЕНИЮ МАСЛА» должна загореться;

- 4) звуковой сигнал sireны должен включиться;
- закрыть крышку датчика.

Для цепи «АВАРИЯ ПО ТЕМПЕРАТУРЕ ВОЗДУХА» следует:

- открыть крышку датчика, расположенного на винтовой компрессорной установке;
- включить выключатель с табличкой «КОМПРЕССОР», при этом:
 - 1) контактор должен включиться;
 - 2) лампа сигнальная с табличкой «КОМПРЕССОР» должна загореться;
- замкнуть контакт датчика, при этом:
 - 1) контактор должен выключиться;
 - 2) лампа сигнальная с табличкой «КОМПРЕССОР» должна погаснуть;
 - 3) лампа сигнальная с табличкой «АВАРИЯ ПО ТЕМПЕРАТУРЕ ВОЗДУХА» должна загореться;
 - 4) звуковой сигнал должен включиться;
- закрыть крышку датчика.

Заправку емкости маслобака маслонасосной станции производить через заливной сетчатый фильтр из подготовленной и промытой тары.

Вскрытие бочки с маслом необходимо производить непосредственно перед заливкой. Масло должно иметь сертификат о соответствии его стандарту или техническим условиям. Уровень масла контролируется по верхней риске маслоуказателя. Дозаправку маслобака производить после прокачки всей гидравлической системы. При дозаправке штоки домкратов должны быть втянуты, мачта в горизонтальном положении.

В качестве рабочей жидкости гидропривода необходимо применять минеральные масла: летом — масло турбинное Т₂₂ (ГОСТ 32–74), зимой — масло веретенное АУ (ТУ 38-1011232–89) или АМГ-10 (ГОСТ 6794–75).

Заправка маслом винтовой компрессорной установки производится согласно инструкции по эксплуатации винтовой компрессорной установки завода-изготовителя.

ВНИМАНИЕ! Категорически запрещается использовать масло, бывшее в употреблении, а также содержащее механические примеси, воду, или смеси различных сортов масел.

При температуре окружающей среды ниже +10 °С следует произвести подогрев масла в баках маслонасосной станции и компрессора включением электронагревателей, встроенных в баки.

После выполнения указанных операций необходимо произвести подготовку винтовой компрессорной установки к включению согласно инструкции по эксплуатации завода-изготовителя, приложенной к документации станка.

Заправка емкости водой производится путем перекачивания из передвижного агрегата. Объем емкости для воды — 2,1 м³.

Проверка станка и его составных частей в работе

Правильность работы составных частей станка необходимо определять опробованием в работе всех механизмов и контрольно-регулирующей аппаратуры на холостом ходу, не менее трехкратного их включения в следующей последовательности:

- произвести прокачку гидросистемы путем реверсивного включения на полный ход всех гидроцилиндров;
- произвести проверку правильности настройки предохранительных клапанов по манометру МТП-60/1-160-4 (ГОСТ 2405–80), прилагаемому к станку (в качестве принадлежности), и по манометру пульта управления;
- произвести настройку предохранительных клапанов в случае несоответствия показаний манометров;
- произвести проверку настройки выпрямителей:
 - 1) настройку производить на двигатели гусеничного хода для обеспечения синхронности вращения;
 - 2) напряжение должно плавно регулироваться в пределах от 0 до 440 В;
 - 3) ток в обмотках возбуждения отрегулировать на 16 А;
 - 4) ток отсечки отрегулировать на 500 А;
 - 5) проверить плавность вращения двигателей лебедок и вращателя.

При настройке пользоваться техническим описанием и инструкцией по эксплуатации.

Настройка и регулирование гидроаппаратуры

Настройка и регулирование гидроаппаратуры производится с целью приведения ее к работе при заданных техническими требованиями параметрах, а также в случае их отклонения при проверке.

При настройке гидроаппаратуры необходимо:

- вывести регулятор с табличкой «РЕГУЛЯТОР» в крайнее левое положение;
- отвернуть регулировочные винты предохранительных клапанов и напорных золотников (рис. 4.2) до свободного вращения от руки;
- переключить переключатель «ВЕРХНИЙ КЛЮЧ» в положение «ОТВЕСТИ» и произвести настройку давления управления гидрораспределителями подпорным клапаном установки фильтров вращением винта на 1 МПа, контроль давления осуществлять манометром в точке М (рис. 4.2);
- произвести настройку предохранительного клапана на давление 15 МПа.

Этот контроль производится по манометру, установленному на пульте управления бурением, в несколько этапов:

- установить переключатель в нулевое положение, переключить переключатель с табличкой «ГИДРОЦИЛИНДР I» в положение «ОТВОД» и отрегулировать предохранительный клапан на давление 15 МПа. Контроль давления определить по манометру, подсоединив его к проходнику К (рис. 4.2);
- установить переключатель в нулевое положение;
- переключить переключатель «ПЕРЕДНИЙ БОРТ» в положение «ПОДНЯТЬ» и произвести настройку гидроклапана давления на давление 9 МПа.

Контроль давления производить по манометру, подсоединив его к проходнику Д (рис. 4.2):

- установить переключатель в нулевое положение, перевести переключатель в положение «ПОДВОД СТОПОРА»;
- произвести настройку гидроклапана давления на давление 2,5 МПа.

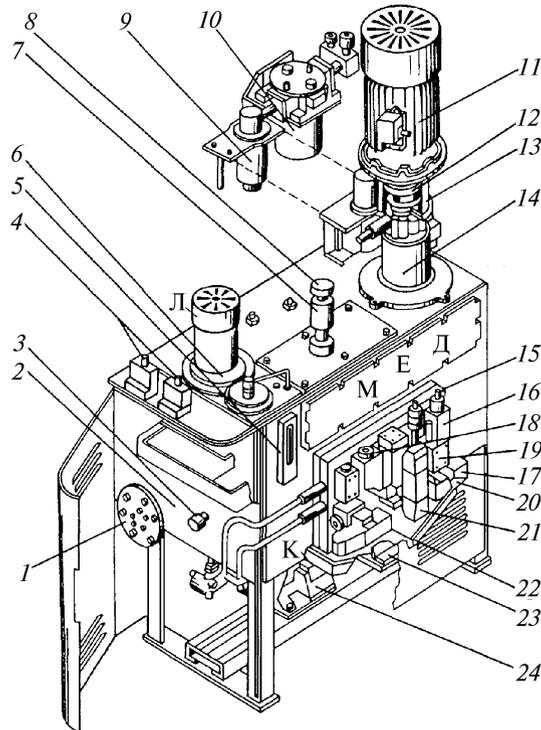


Рис. 4.2. Маслонасосная станция:

1 — электронагреватель; 2 — бак; 3 — температурное реле; 4 — реле давления; 5 — маслоуказатель; 6, 10 — установки фильтра; 7 — заливной фильтр; 8 — крышка; 9 — магнитный фильтр; 11 — двигатель; 12 — кулачковая муфта; 13 — корпус; 14 — насос; 15 — панель; 16 — напорные золотники; 17 — плита; 18, 22 — предохранительные клапаны; 19 — обратный клапан; 20, 21, 23 — гидрораспределители; 24 — установка насоса

Контроль давления производить по манометру, подсоединив его к проходнику Е (рис. 4.2):

- установить переключатель в нулевое положение;
- переключить переключатель «СЕПАРАТОР» в положение «ПОДВОД» и отрегулировать гидроклапан последовательности на давление 4 МПа.

Контроль давления производить по манометру пульта управления.

После проверки регулировочные винты предохранительных клапанов законтрить контргайками.

Натяжение гусениц произвести с помощью съемного рукава, подсоединив его к тройнику, установленному на маслостанции.

Установка органов управления в исходное положение

Установку в исходное положение органов управления (после проверки, настройки и регулирования цепей управления, сигнализаций и контроля) необходимо производить в следующей последовательности:

- поставить рукоятки переключателей в нулевое положение;
- поставить рукоятки выключателей в нижнее положение;
- нажать на кнопки красного цвета у кнопочных постов и выключателей;
- вывести регуляторы оборотов вращателя и подачи в крайнее левое положение;
- вывести регулятор давления гидросистемы в крайнее левое положение.

4.3. ПОРЯДОК РАБОТЫ НА СТАНКЕ

Общие требования по эксплуатации станка и его основных узлов

Общие требования по эксплуатации станка

Основными условиями бесперебойной работы станка являются:

- колебание напряжения питающей сети не должно превышать +10...–15% от номинального;
- сечение жил питающих кабелей должно быть не менее 35 мм²;
- поверхности контактов электрической аппаратуры должны быть чистыми;
- электрический контакт в электрических аппаратах должен быть полным;
- заземляющие проводники должны быть надежными;

- коллекторы двигателей вращателя, гусеничного хода, подачи должны быть чистыми;
- рабочая жидкость должна быть чистой.

*Общие требования к эксплуатации
основных узлов станка*

Периодически проводить подтяжку болтов крепления опор мачты кабины, емкости для воды, компрессора, маслонасосной станции, шкафов, выпрямителей, гидроприводов, насосов, крепления мачты на опорах, вентиляционных установок, двигателя вращателя, редуктора, шинно-зубчатой муфты, опорного узла и механизма свинчивания и развинчивания штанг.

Своевременно проверять наличие смазки в реакторе вращателя и подшипниках двигателя вращателя. Следить за натяжением канатов механизма подачи.

Для надежной работы гидропривода необходимо:

- заправку и доливку рабочей жидкости в гидробаки производить только через сетчатый фильтр заливной горловины;
- при вскрытии гидросистемы соблюдать повышенное внимание к чистоте — не допускать засорения гидропривода пылью и другими механическими примесями, что вызывает серьезные неполадки в работе гидроаппаратов и объемных гидромашин;
- гидросистему заправлять рабочими жидкостями только марок: масло турбинное Т₂₂ (ГОСТ 32–74) — летом, масло веретенное АУ (ТУ 38-1011232–89) или АМГ-10 (ГОСТ 6794–75) — зимой;
- температура подогрева электронагревателем рабочей жидкости гидросистемы станка должна быть не более +50 °С;
- следить за герметичностью соединений гидросистем, и особенно за герметичностью всасывающих гидролиний, во избежание подсоса воздуха;
- внимательно следить за уровнем рабочей жидкости в баке маслонасосной станции;

- избегать защемления и перегибов рукавов высокого давления;
- постоянно проверять состояние гидроаппаратов.

Порядок приведения составных частей станка в рабочее положение при различных режимах

Управление станком осуществлять из кабины машиниста с помощью аппаратуры управления. Рукоятки переключателей должны находиться в нейтральном положении.

К управлению станком должны допускаться лица, прошедшие специальную подготовку и имеющие удостоверение на право управления буровым станком данной модели.

Станок обслуживается бригадой, количество и состав которой определяется эксплуатирующей организацией в зависимости от условий работы. Минимальное количество обслуживающего персонала — два человека.

Приведение составных частей станка в рабочее положение состоит из следующих операций:

- передвижение станка от скважины к скважине;
- горизонтирование станка;
- подъем мачты;
- бурение скважин;
- наращивание бурового става;
- развинчивание бурового става.

Управление передвижением станка от скважины к скважине необходимо производить в следующей последовательности:

- подать напряжение на станок;
- включить выключатель с табличкой «ТРАНСФОРМАТОР»;
- включить выключатель с табличкой «ЦЕПЬ УПРАВЛЕНИЯ»;
- включить выключатель с табличкой «ОСВЕЩЕНИЕ»;
- включить выключатели с табличками «ПРОЖЕКТОР ПЕРЕДНИЙ», «ПРОЖЕКТОР МАЧТЫ», «ФАРЫ МАЧТЫ», «МАШИННОЕ ОТДЕЛЕНИЕ», «КАБИНА», «КОМПРЕССОРНОЕ ОТДЕЛЕНИЕ», «ВЫСОКОВОЛЬТНОЕ ОТДЕЛЕНИЕ», «БОКОВОЙ», «ДВИГАТЕЛИ ХОДА»;

- включить выключатель с табличкой «ГУСЕНИЧНЫЙ ХОД»;
- включить переключатель с табличками «ГУСЕНИЧНЫЙ ХОД» и «РАЗДЕЛЬНОЕ ПЕРЕДВИЖЕНИЕ»;
- выйти из кабины и взять пульт управления выносной (рис. 4.6);
- нажать на выключатель «» и подать звуковой сигнал;
- включить выключатель и произвести соответствующее перемещение станка к месту бурения на отметку скважины.

ВНИМАНИЕ! Синхронное вращение правой и левой гусениц регулируется при максимальном положении датчика (в крайнем правом положении).

Горизонтирование станка возможно производится в двух режимах:

- ручном;
- автоматическом.

При ручном режиме горизонтирование станка необходимо производить в следующей последовательности:

- нажать на выключатель «» и подать звуковой сигнал;
- переключить переключатель «ГОРИЗОНТИРОВАНИЕ» в положение «РУЧНОЙ»;
- включить поочередно выключатели «ЛЕВЫЙ БОРТ», «ПРАВЫЙ БОРТ», «ПЕРЕДНИЙ БОРТ» и «ЗАДНИЙ БОРТ» в положение «↓» (под табличкой «РУЧНОЕ ГОРИЗОНТИРОВАНИЕ») — должны загореться лампы, расположенные внутри;
- установить горизонтальное положение станка по отвесу, расположенному в кабине, при этом подъем станка домкратами на спланированной площадке должен быть минимальным (50–100 мм), обеспечивающим разгрузку катков и большую устойчивость при бурении.

При автоматическом режиме горизонтирование необходимо производить в следующей последовательности:

- нажать на выключатель «» и подать звуковой сигнал;
- переключить переключатель «ГОРИЗОНТИРОВАНИЕ» в положение «АВТОМАТИЧЕСКИЙ»;

- включить выключатель «АВТОМАТИЧЕСКОЕ ГОРИЗОНТИРОВАНИЕ» в положение «↓».

При нормальном положении станка система отключится автоматически.

Подъем мачты в рабочее положение необходимо производить в следующей последовательности:

- нажать на кнопку «» и подать звуковой сигнал;
- включить выключатель «МАЧТА» с символом «↑»;
- закрепить мачту.

ВНИМАНИЕ! Во время подъема мачты необходимо следить за расположением гидравлических и пневматических шлангов и электрических кабелей с целью исключения их повреждения.

Бурение вертикальных скважин необходимо производить в следующей последовательности:

- навернуть переходник на штангу бурового снаряда;
- включить выключатели «ВРАЩАТЕЛЬ» и «ВРАЩАТЕЛЬ» с символом «», должны загореться лампы, расположенные внутри;
- установить переключателем «ВРАЩАТЕЛЬ» минимальную частоту вращения;
- переключить переключатель в положение «БУРЕНИЕ»;
- включить выключатели «ПОДАЧА» и «ПОДАЧА» с символом «↓»;
- установить переключателем «ПОДАЧА» необходимую скорость подачи;
- опустить буровой став на 0,5 м ниже механизма свинчивания и развинчивания;
- вставить вкладыши в механизм свинчивания и развинчивания;
- повернуть роторы компрессорных установок на 2–3 оборота рукояткой;
- включить тумблер «ПИТАНИЕ ЩИТА» дважды для отключения сигнализация «АВАРИЯ ПО ТЕМПЕРАТУРЕ ВОЗДУХА», при этом должна загореться сигнальная лампа «ПИТАНИЕ ЩИТА»;
- нажать на кнопку «ПОДОГРЕВ МАСЛА», должны загореться сигнальная лампа «ПОДОГРЕВ МАСЛА» и включиться электронагреватель масла;

- нажать на кнопку «МАСЛЯНЫЙ НАСОС», при этом должны загореться сигнальная лампа «МАСЛЯНЫЙ НАСОС» и включиться двигатель масляного насоса;
- нажать на кнопку «ВЕНТИЛЯТОР», при этом должны загореться сигнальная лампа «ВЕНТИЛЯТОР» и включиться двигатель вентилятора охлаждения масла;
- нажать на кнопку «КОМПРЕССОР», при этом должны загореться сигнальная лампа «КОМПРЕССОР» и включиться двигатель компрессора;
- при необходимости аналогично произвести запуск второго двигателя компрессора;
- включить выключатель «ОТДУВ», при этом должны включиться двигатели отдува буровой мелочи и загореться лампы, расположенные внутри;
- включить выключатель «ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЕ», при этом должен включиться двигатель насосов пылеподавления и загореться лампа, расположенная внутри;
- установить переключателем «ВРАЩАТЕЛЬ» частоту вращения, равную 50 об/мин;
- установить переключателем «ПОДАЧА» скорость подачи;
- произвести забуривание, после чего следует установить необходимую частоту вращения бурового става по прибору «ВРАЩАТЕЛЬ–ОБОРОТЫ» и усилия подачи по прибору «ПОДАЧА–УСИЛИЕ».

ВНИМАНИЕ! Градуировку приборов «ПОДАЧА–УСИЛИЕ» и «СКОРОСТЬ» необходимо произвести на карьере.

Наращивание бурового става необходимо производить в следующей последовательности:

- включить выключатели «ОТДУВ» и «ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЕ», при этом должны отключиться двигатели отдува буровой мелочи и пылеподавления и погаснуть лампы, расположенные внутри;
- включить выключатель «ПОДАЧА» в положение «↑», поднять буровой став и сориентировать грани бурового става относительно верхнего ключа;
- включить выключатель «ВЕРХНИЙ КЛЮЧ» и надвинуть верхний ключ на грани переходника, при этом должна загореться лампа, расположенная внутри;

- включить выключатели «ГИДРОЦИЛИНДР I» и «ГИДРОЦИЛИНДР II», при этом должны загореться лампы, расположенные внутри, и произойти отвинчивание штанги;
- включить выключатель «ВЕРХНИЙ КЛЮЧ», при этом должны погаснуть лампы, расположенные внутри;
- переключить переключатель в положение «ПЕРЕМЕЩЕНИЕ», переключателем «ПОДАЧА» произвести подъем бурового става;
- переключателем «ВРАЩАТЕЛЬ» произвести развинчивание головки бурового снаряда со штангой;
- переключатель «ВРАЩАТЕЛЬ» вывести в крайнее левое положение;
- переключателем «ПОДАЧА» произвести подъем головки бурового става;
- включить выключатель «СЕПАРАТОР» и произвести подвод штанги на ось бурения;
- включить выключатель «ПОДАЧА» с символом «↓»;
- установить обороты переключателем «ВРАЩАТЕЛЬ», установить минимальную частоту вращения и переключателем «ПОДАЧА» установить минимальную скорость опускания бурового става, навинтить штангу на головку бурового снаряда.

Окончание навинчивания следует контролировать по началу вращения штанги:

- включить выключатель «ПОДАЧА» с символом «↑» и приподнять буровой став до выхода штанги из нижней cassette сепаратора;
- включить выключатель «СЕПАРАТОР» и отвести сепаратор;
- включить выключатель «ПОДАЧА» с символом «↓» и опустить буровой став, с помощью переключателя «ВРАЩАТЕЛЬ» навинтить буровой став на штангу, находящуюся в скважине;
- включить выключатели «ГИДРОЦИЛИНДР I» и «ГИДРОЦИЛИНДР II» и отвести нижний ключ;
- включить выключатель «ПОДАЧА» с символом «↓» и переключатель в положение «БУРЕНИЕ»;

- регулируя переключателем «ВРАЩАТЕЛЬ» частоту вращения бурового става, продолжить бурение.

Развинчивание бурового става необходимо производить в обратной последовательности операции наращивания бурового става.

Порядок приведения составных частей станка в исходное положение

Порядок приведения составных частей станка в исходное положение осуществляется в следующей последовательности:

- выключить выключатели «ОТДУВ» и «ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЕ», при этом должны отключиться двигатели отдува буровой мелочи и насоса пылеподавления;
- выключить выключатели «КОМПРЕССОР» и «ВЕНТИЛЯТОР», при этом должны отключиться двигатели двух компрессоров и вентиляторов охлаждения масла;
- вывести переключатели «ПОДАЧА» и «ВРАЩАТЕЛЬ» в крайнее левое положение;
- выключить выключатели «ПОДАЧА» и «ВРАЩАТЕЛЬ» (дважды каждый);
- включить выключатели «ЛЕВЫЙ БОРТ», «ПРАВЫЙ БОРТ», «ЗАДНИЙ БОРТ» и «ПЕРЕДНИЙ БОРТ» с символом «↑».

В процессе эксплуатации бурового станка обслуживающий персонал обязан вести постоянное наблюдение за состоянием составных частей станка в целом с целью недопущения аварийного состояния. Во время работы необходимо следить за состоянием:

- редукторов вращателя и лебедок подачи;
- крепления опор мачты и подшипников;
- гидравлической аппаратуры;
- компрессорных установок;
- распределительного устройства;
- высоковольтного трансформатора;
- двигателей;
- электрической аппаратуры.

В период кратковременных перерывов следует регулярно устранять дефекты, обнаруженные во время наблюдения за станком при работе.

Включение высоковольтного устройства

В комплект высоковольтного устройства входят:

- кабельный барабан с высоковольтным кабелем;
- токосъемник;
- шкаф комбинированный типа КРУЭ-10В-630-0;
- высоковольтный сухой трансформатор типа ТСЗЛ-630/10, группа соединения.

Подготовка к работе высоковольтного трансформатора и шкафа КРУЭ:

- произвести внешний осмотр трансформатора, проверить отсутствие механических повреждений, затяжку болтов в местах контактных соединений, сжатие резиновых прокладок обмотки «ВН» на 4 мм;
- удалить бумагу, закрывающую клапан между обмотками, предварительно распрессовав обмотки, а затем запрессовать;
- продуть сжатым воздухом трансформатор и очистить места, подвергнутые консервации;
- измерить мегомметром сопротивление изоляции каждой обмотки по отношению к другой и корпусу: для обмотки «ВН» по отношению к обмотке «НН» — не менее 300 МОм, для обмотки «ВН» по отношению к заземлению — не менее 500 МОм, для обмотки «НН» по отношению к заземлению — не менее 100 МОм;
- заземлить трансформатор под болт заземления;
- подготовку шкафа КРУЭ к работе начать с наружного осмотра;
- проверить приводы главных ножей разъединителя и заземляющих ножей разъединителя;
- проверить состояние армировки изоляторов, протереть изоляторы ветошью, смоченной в спирте;
- промыть спиртом контактные поверхности подвижных и неподвижных ножей высоковольтного разъединителя, а также контакты заземления выдвигного элемента.

Включение высоковольтного оборудования в работу:

- перед подачей высокого напряжения на станок необходимо провести проверку и испытание высоковольтного кабеля, токосъемника и высоковольтного шкафа КРУЭ в объеме и по нормам, определенным действующими ПУЭ и ПТЭ;
- встроенный в шкаф КРУЭ выдвижной элемент с вакуумным выключателем на буровом станке не используется, используется только разъединитель;
- произведите включение трансформатора толчком на полное номинальное напряжение без нагрузки и выдержите его в режиме холостого хода не менее 30 мин (умеренный равномерный звук, без резкого гудения, местного шума и треска внутри трансформатора свидетельствует о его нормальной работе);
- произведите включение трансформатора под нагрузкой.

Указания мер безопасности:

- при эксплуатации высоковольтного оборудования строго соблюдайте требования ПТБ для электрооборудования с напряжением свыше 1000 В;
- все работы на высоковольтном оборудовании производите только после отключения его со стороны питающей сети и нагрузки;
- доступ посторонним лицам к высоковольтному устройству запрещается;
- перемещение высоковольтного кабеля под напряжением запрещается, однако в случае необходимости допускается перенос кабеля под напряжением с обязательным использованием диэлектрических перчаток, бот или специальных устройств с изолирующими ручками, предназначенными для работ под напряжением свыше 1000 В.

Электропривод вращателя

Электропривод вращателя выполнен по системе «выпрямитель–двигатель постоянного тока».

Реверс двигателя вращателя осуществляется пускателями цепи задания нажатием кнопок на панели.

Регулирование частоты вращения двигателя производится задатчиком двухпанельным ползунковым переключателем, установленным на панели. Одна контактная панель используется для задания частоты вращения двигателя вращателя, а другая — для ослабления поля.

Охлаждение двигателя вращателя осуществляется вентилятором, приводимым в действие двигателем.

Включение и отключение выпрямителя осуществляется кнопками «ВРАЩАТЕЛЬ», установленными на панели пульта управления бурением.

Контроль о включении выпрямителя вращателя осуществляется лампами.

Контроль за работой вращателя производится по приборам: амперметр — контроль нагрузки — указатель оборотов, а также контроль моточасов.

4.4. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ

Техническое обслуживание

Виды технического обслуживания

Для поддержания буровых станков в работоспособном состоянии служба механика и экипаж станка должны постоянно заботиться о правильной эксплуатации и своевременном проведении технических обслуживаний и ремонтов машины. Техническое обслуживание буровых станков включает следующие виды работ: чистку механизмов, смазку сборочных единиц, регулировку и наладку тормозных и прочих элементов, устранение мелких неисправностей, а также осмотры приводов, электрооборудования, пневмо- и гидросистем, металлоконструкций, грузоподъемных средств и сосудов под давлением для определения объемов и характера предстоящих ремонтов.

Перед проведением технического обслуживания следует произвести чистку и мойку станка и подготовить комплект инструментов и принадлежностей, необходимых для проведе-

ния работ. Место работ необходимо оборудовать лестницами, перилами, настилами и чалочными приспособлениями.

Для станка, находящегося в эксплуатации, устанавливаются следующие виды технического обслуживания: ежесменное (ЕО), периодические (ТО-1, ТО-2, ТО-3) и сезонное (СО).

Ежесменное техническое обслуживание проводится на месте эксплуатации перед началом или окончанием работ.

Сезонное обслуживание проводится для подготовки машин к зимней или летней эксплуатации и обычно совмещается с очередным периодическим обслуживанием. Следует тщательно проводить комплекс мероприятий по подготовке станка к эксплуатации в холодный период. Для смазки механизмов станков в зимнее время используют зимние смазочные материалы, предусмотренные картой смазки. Необходимо помнить, что зимой в станках могут возникать дополнительные напряжения, приводящие к поломкам и, как следствие, к простоям.

Согласно правилам безопасности открытых горных работ, машинист должен осматривать станки ежесменно, механик участка — еженедельно и главный механик разреза или его заместитель — ежемесячно.

Во время этих осмотров осуществляют техническую диагностику сборочных единиц с соответствующей записью в журнале приема и сдачи смены. На основании этих записей составляют ведомость дефектов и определяют объем работ, который вместе с регламентированными работами по техническому обслуживанию составляет программу ежемесячного ремонта.

Работы по техническому обслуживанию являются профилактическими, поэтому они должны выполняться в строго установленные сроки. С разрешения главного инженера предприятию в зависимости от состояния машины разрешают отступления от указанной выше периодичности обслуживания в пределах 10%, кроме ежесменного технического обслуживания. Сокращение объема технического обслуживания не допускается.

Работы по техническому обслуживанию могут выполняться персоналом ремонтной службы или экипажем станка. Соблюдение графика проведения технического обслуживания должен контролировать главный механик эксплуатирующей организа-

ции. На буровом станке, не прошедшем очередное техническое обслуживание, запрещается работать.

Содержание работ по техническому обслуживанию буровых станков устанавливается заводом-изготовителем и приводится в соответствующих инструкциях.

Ремонтные осмотры буровых станков выполняют силами экипажа по специальным инструкциям в выходные или ремонтные дни. На горных предприятиях, работающих без выходных дней, для ремонтных осмотров выделяют специальное время. Во время ремонтных осмотров редукторы вскрывают, устраняют неисправности, станок проверяют на ходу и производят его наладку. Все работы выполняют в забое под руководством механика участка.

Особое внимание необходимо уделять фрикционным муфтам, так как в процессе работы у них изнашиваются фрикционные накладки и муфты следует систематически регулировать. Нужно следить за заклепками, крепящими к тормозной ленте фрикционные накладки, и не допускать износа тормозного шкива головками заклепок, для этого они должны быть утоплены.

При ремонтных осмотрах гусеничные ленты регулируют натяжными устройствами, а при цепных передачах проверяют степень натяжения втулочно-роликовых цепей. Эксплуатация станка с ненатянутыми цепями приводит к их разрыву.

Большое значение имеет уход за канатами. Необходимо регулярно очищать канаты щетками, тряпками, ветошью и смазывать канатной смазкой.

Не реже одного раза в месяц электродвигатели нужно продувать сухим сжатым воздухом. Максимальная температура нагрева электродвигателя не должна превышать 85 °С.

Операции по техническому обслуживанию бурового станка

Периодичность технических обслуживаний:

- ежесменное обслуживание (ЕО) — 1 раз в смену перед началом или окончанием работ (содержание работ приведено в табл. 4.1);
- ТО-1 — через 250 часов работы станка (содержание работ приведено в табл. 4.2);

Таблица 4.1

Содержание работ по ежемесячному техническому обслуживанию

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления, необходимые для выполнения работ
Контрольный осмотр и проверка:		
1. Комплектность инструмента и приспособлений	Станок должен быть полностью укомплектован инструментом и приспособлениями	Визуально
2. Внешние поломки и повреждения деталей, узлов и агрегатов	Не допускается	Визуально
3. Течи масла, воды в соединениях	Не допускается	Визуально
4. Исправность контрольно-измерительных приборов компрессорных установок	Должны быть исправны	Визуально с подачей напряжения на щиты приборов
5. Уровень масла в баке маслонасосной станции и рамахабах компрессоров	По рискам маслоуказателей	Визуально
6. Состояние изоляции питающего кабеля	Повреждение не допускается	Визуально
7. Надежность заземления станка	Заземление должно быть надежным	Визуально
8. Состояние работ нагревательных элементов (в холодное время года)		Визуально
9. Дистанционное отключение выключателей QF1, QF3 с пульта 2 и пульта управления гусеничным ходом		Нажатием кнопки

- ТО-2 — через 50 часов работы станка (содержание работ приведено в табл. 4.3);
- ТО-3 — через 1000 часов работы станка (содержание работ приведено в табл. 4.4);
- сезонное обслуживание (СО) — 2 раза в год.

Техническое обслуживание компрессоров и выпрямителей производится согласно «Техническому описанию и инструкции по эксплуатации» этих изделий.

Таблица 4.2

**Содержание работ по периодическому
техническому обслуживанию ТО-1**

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления, необходимые для выполнения работ
Выполняются работы, предусмотренные для ежесменного обслуживания, и дополнительно производятся проверочно-крепежные работы:		
1. Крепление трубопроводов, шлангов и трасс электрокоммуникаций	Крепежные соединения должны быть надежно подтянуты и не иметь люфтов	Комплект ключей, отвертка
2. Крепление опор мачты, подшипников мачты, машинного отделения, компрессоров маслонасосной станции, выпрямителей, бака емкости кабины, механизма свинчивания-развинчивания штанг, блочных обойм, шинно-зубчатой муфты, опорного узла, редуктора вращателя, лебедок подачи и гусеничного хода	Крепежные соединения должны быть надежно подтянуты и не иметь люфтов	Комплект ключей, отвертка
3. Фиксация пальцев гусеничных лент и их натяжение	Провисание между двумя катками не более 50 мм	Комплект ключей
4. Смазка станка по таблице и схеме смазки	–	Шприц, ведро, лейка
5. Проверка уровня масла в редукторах привода хода, редуктора вращателя, в редукторах лебедок подачи и при необходимости доливка	–	Ведро, лейка
6. Смена масла в гидросистеме, промывка бака и заливка чистого масла	–	Комплект ключей, ведро, лейка
7. Разборка фильтров, их промывка и замена		Комплект ключей, ведро, лейка
8. Ревизия электроаппаратуры	Исправность и надежность	Комплект ключей, отвертка
9. Проверка натяжения канатов механизма подачи и при необходимости подтяжка	–	Ключ

Окончание табл. 4.2

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления, необходимые для выполнения работ
10. Проверка состояния тормозов и при необходимости регулировка	Величина хода якоря 3 мм и равномерный отход колодок	Комплект ключей, отвертка
11. Проверка крепления проводов и кабеля в местах соединения	Надежный контакт	Комплект ключей, отвертка

Таблица 4.3

**Содержание работ по периодическому
техническому обслуживанию ТО-2**

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления, необходимые для выполнения работ
Выполняются работы, предусмотренные для ежесменного обслуживания, ТО-1 и дополнительно производятся проверочно-крепежные работы:		
1. Мойка станка	–	Насос пылеподавления
2. Проверка состояния металлоконструкций машинного отделения и мачты	–	Визуально
3. Измерение переходного защитного заземления	Не более 4 Ом	Мост
4. Очистка сухим воздухом блоков выпрямителей от пыли	–	Пылесос
5. Проверка изоляции двигателей и электроаппаратуры	–	Мегомметр М110М

Характерные неисправности и методы их устранения

Характерные неисправности бурового станка СБШ-320В и методы их устранения приведены: по механической части в табл. 4.5, по гидроприводу в табл. 4.6, по электроприводу в табл. 4.7.

Таблица 4.4

**Содержание работ по периодическому
техническому обслуживанию ТО-3**

Содержание работ и методика их проведения	Технические требования	Приборы, инструменты и приспособления, необходимые для выполнения работ
Выполняются работы, предусмотренные для ежесменного обслуживания, ТО-1, ТО-2 и дополнительно производятся проверочно-крепежные работы:		
1. Смена масла в редукторах хода, вращателя и лебедок подачи, промывка корпусов редукторов и заливка чистого масла	–	Ведро, лейка
2. Проверка наличия и состояния смазки в подшипниках двигателей	–	Визуально

Таблица 4.5

Неисправности бурового станка по механической части

Наименование неисправности, внешние проявления и дополнительные признаки	Вероятная причина	Метод устранения
1. Проскальзывание оболочки шинно-зубчатой муфты относительно зажимных фланцев	Ослабление затяжки зажимных фланцев, износ и повреждение оболочки	Усилить затяжку болтов зажимных фланцев, осмотреть оболочку и при необходимости заменить
2. Повышенный шум, нагрев редуктора опорного узла	Износ зубьев зубчатых колес	Осмотреть редуктор, заменить изношенные зубчатые колеса
	Падение уровня масла в редукторе, износ манжетных и сальниковых уплотнителей	Восстановить по шупу уровень масла, заменить изношенные сальниковые и манжетные уплотнения
	Износ подшипников	Заменить подшипники

Сервисное обслуживание

По хоздоговору на техническое обслуживание бурового станка завод выполняет следующие виды работ:

- шефмонтаж;

Таблица 4.6

Неисправности бурового станка по гидроприводу

Наименование неисправности, внешние проявления и дополнительные признаки	Вероятная причина	Метод устранения
1. Толчки и шум при работе насосов, сопровождаемые колебаниями давления в системе	Наличие воздуха в системе; неплотности на всасывающей трубе	Выпустить воздух из системы; проверить плотность соединения всасывающего трубопровода
2. Масляный бак заполняется пеной	Недостаточный объем масла в баке	Заполнить бак маслом до нормального уровня
3. В гидросистеме нет давления или недостаточное давление	Наличие воздуха в системе; загрязненность масла	Удалить воздух из системы; сменить масло, промыть места загрязнения
3. В гидросистеме нет давления или недостаточное давление	Течь масла в насосе или трубных соединениях	Проверить целостность труб и плотность всех трубных соединений, проверить затяжку фланцев и крышек на насосе
	Предохранительный клапан отрегулирован на меньшее давление, чем положено	В случае необходимости заменить уплотнение приводного вала; отрегулировать предохранительный клапан
	Засорено демпферное отверстие предохранительного клапана	Максимально отвернуть регулировочный винт, что даст возможность потоку масла удалить загрязнение или разобрать клапаны, прочистить каналы и вновь собрать
	Вышли из строя детали предохранительного клапана (пружина, седло, запорный элемент)	Заменить детали; седло и запорный элемент заменить или притереть
	Утечки масла в обратных клапанах ПГ-51-24	Произвести ревизию клапана и седло притереть или произвести замену
4. При включении электромагнитов не перемещается золотник управления (пилота) гидрораспределителя	Наличие механических примесей в рабочей жидкости больше допустимого	Снять электромагниты, проверить безотказность перемещения золотника вручную, промыть детали гидрораспределителя

Наименование неисправности, внешние проявления и дополнительные признаки	Вероятная причина	Метод устранения
	Неисправность электромагнита	Проверить электромагниты
5. В гидрораспределителе наблюдается повышенный нагрев катушки электромагнита или повышенное гудение	Попадание грязи или инородного тела на поверхности ярма и якоря	Удалить грязь и протереть поверхность ветошью, смоченной в бензине или уайтспирите
	Поломка демпферного короткозамкнутого витка	Заменить электромагниты
6. Течь масла по стыку между корпусом гидрораспределителя и крышкой	Повреждение уплотнительных колец; неплотное прилегание корпуса с крышкой	Заменить уплотнительные кольца; подтянуть болты
7. Наружная течь масла по привалочной плоскости гидрораспределителя	Неплотное прилегание плоскостей золотника и плиты	Подтянуть крепежные болты
	Повреждение уплотнительных колец	Заменить уплотнительные кольца
8. Штоки гидроцилиндров не выдвигаются на полную длину	Низкий уровень масла в баке	Проверить уровень масла в баке, при необходимости залить масло до уровня
9. Штоки цилиндров выдвигаются со скоростью меньше расчетной	Наличие воздуха в гидроцилиндре	Выпустить воздух из плоскостей гидроцилиндров
10. В цилиндрах понизилось усилие	Вышли из строя уплотнения поршня гидроцилиндров	Заменить уплотнения

- пусковую и режимную наладки;
- устранение неисправностей и отказов;
- оказание технической помощи в регламентном техническом обслуживании и текущем ремонте с поставкой запасных частей;
- модернизацию станка;
- проведение технической консультации, обучение обслуживающего персонала.

Таблица 4.7

Неисправности бурового станка по электроприводу

Наименование неисправности, внешние проявления и дополнительные признаки	Вероятная причина	Метод устранения
1. Не работает какой-либо асинхронный двигатель	Не включены автоматы цепей управления QF2 и QF3, не включены выключатели, установленные в силовой цепи	Включить автоматы, проверить цепь управления и силовую цепь, проверить исправность пускателя или контактора, целостность катушки
	Сгорела катушка магнитного пускателя; сработало тепловое реле	
	Неисправен двигатель	Проверить исправность двигателя
2. Двигатель компрессора не развивает номинальных оборотов	Пониженное напряжение сети; сеть на карьере недостаточной мощности по сравнению с мощностью двигателя	Обеспечить напряжение и мощность сети в соответствии с условиями пуска двигателя компрессора
3. Не работает выпрямитель	О возможных причинах неисправностей и способах их устранения указано в «Техническом описании и инструкции по эксплуатации» на выпрямитель ТПЕ	–
4. Не работает двигатель вращателя	Неисправен выпрямитель; неисправен двигатель	Проверить работу выпрямителя; проверить исправность щеток, подшипников двигателя и опорного механизма; проверить целостность цепи, устранить обрыв
5. Сильное искрение щеток двигателей, лебедок подачи и гусеничного хода	Щетки установлены неправильно относительно геометрической оси	Проверить и выставить по заводским рискам
	Механическое повреждение щеток	Заменить и притереть

Наименование неисправности, внешние проявления и дополнительные признаки	Вероятная причина	Метод устранения
	Заклинивание щеток в обойме	Подогнать по размерам
	Щетки сильно сработаны или марка их не соответствует применяемой	Заменить щетки новыми
	Коллектор загрязнен	Протереть и отшлифовать мелкой стеклянной шкуркой
6. Не работают приборы контроля компрессорной установки	Отсутствует напряжение 24 В; неисправен трансформатор 220/24 В; обрыв цепи датчиков; неисправны датчики или приборы	Проверить напряжение на выходе трансформатора и выпрямительного моста; проверить цепи от щита до датчиков; проверить датчики
7. Не включается автомат QF3 цепей управления	Отсутствует напряжение 220 В; неисправна катушка	Включить автомат QF2; проверить целостность катушки
	Разрегулировалось устройство натяжения катушки	Отрегулировать гайкой пружину расцепителя минимального напряжения
8. Не работает «Отвод-Подвод» сепаратора	Не включается реле K28 или K29; не работают золотники YA23, YA23	Проверить реле K28 или K29; проверить золотники YA23, YA23
9. Перегревается двигатель маслососа M15	Не отрегулирован предохранительный клапан в гидросистеме	Отрегулировать предохранительный клапан
10. Срабатывает тепловая защита двигателей маслостанции M11 и M12	Не отрегулирован предохранитель	Отрегулировать клапан
	Неисправны маслососы или двигатели	Проверить исправность насосов и двигателей
	Уставка реле не соответствует току двигателя	Проверить уставки реле магнитных пускателей

Станки должны проходить сборку и наладку по отдельному договору, заключенному с заводом-изготовителем.

Ремонт

Технологический процесс и методы ремонта

Общий технологический процесс ремонта буровых станков состоит из подготовительных, основных и заключительных операций.

К подготовительным операциям относят доставку станка на ремонтное предприятие или его переход на ремонтную площадку. Для доставки буровых станков на ремонтное предприятие (мастерские или завод) используется железнодорожный или автомобильный транспорт.

Основные операции: общая разборка; очистка и мойка деталей; дефектация деталей и сборочных единиц (определение степени их пригодности для дальнейшей работы); восстановление деталей; ремонт механизмов; изготовление новых деталей и элементов конструкций; сборка механизмов; приработка и испытание собранных механизмов; общая сборка; испытание станка вхолостую и под нагрузкой; окраска.

Заключительные операции: доставка станка в забой; подключение к источникам электроэнергии; проведение промышленных испытаний и устранение дефектов в первое время эксплуатации.

При ремонте станков применяются три метода: индивидуальный, сменно-узловой и поточный (при большом числе ремонтируемых машин).

При индивидуальном методе ремонта все годные для работы детали, снятые с данного станка, после необходимого восстановления вновь устанавливаются на этот же станок, и весь комплекс ремонтных работ выполняют в период ремонта станка.

При сменно-узловом методе ремонта детали каждого ремонтируемого станка делят на три основные группы: годные, требующие ремонта и негодные.

Основными особенностями сменно-узлового метода являются: сокращение продолжительности ремонта за счет разделения ремонтно-восстановительных и сборочно-разборочных работ; выделения первых в отдельный вид работ, не связанных с ремонтом отдельного станка; рациональное разделение труда

между исполнителями и возможность их специализации; постоянство рабочих мест и их рациональное размещение; более полная и рациональная загрузка оборудования ремонтного предприятия.

При правильной организации сменно-узлового метода ремонта эти его преимущества позволяют в два-три раза сократить продолжительность ремонта станка по сравнению с индивидуальным методом с одновременным повышением качества и снижением себестоимости.

Поточный метод ремонта характеризуется строгой последовательностью операций и расчленением технологического процесса ремонта на отдельные операции, выполняемые специализированными постами. Для эффективного применения поточного метода необходимо иметь в год 100 и более ремонтируемых однотипных станков.

Степень пригодности деталей к дальнейшей эксплуатации устанавливается после разборки станка. Только к отдельным деталям и сборочным единицам, непригодность которых не вызывает сомнений, могут применяться способы ускоренной разборки (вырубание бронзовых втулок, резка ацетиленокислородным пламенем изломанных элементов и др.).

До начала разборки следует подготовить рабочее место в виде площади необходимых размеров, сделать настил из досок или расстелить брезент для обеспечения чистоты и сохранности демонтируемых деталей, подготовить необходимый инструмент и приспособления, ванны и керосин для промывки деталей, а также обтирочный материал.

Наибольшую трудность представляет разборка прессованных соединений деталей, главным образом валов с зубчатыми колесами и тормозными шкивами. Для распрессовки (и запрессовки) деталей в труднодоступных местах применяются переносные ручные гидравлические и винтовые домкраты или гидравлические цилиндры, монтируемые на специальном приспособлении.

Такие детали, как внутренние кольца, подшипники качения, полумуфты, тормозные шкивы и шестерни, снимают с валов с помощью разного рода винтовых и гидравлических съемни-

ков. Внутренние кольца конических и роликовых подшипников снимают с помощью индукционных съемников, предварительно нагревающих кольца. Частичную разборку станка для мелких ремонтов и замены неисправных деталей часто производят непосредственно в забое.

При разборке редукторов и зубчатых передач рекомендуется придерживаться такой последовательности. Выпустить из редуктора смазку, отвернуть болты и снять крышки, отсоединить и снять вилки и тяги, снять скобы, служащие для крепления подшипников, после чего приступить к демонтажу валов. Целесообразно сначала демонтировать легкие, а затем тяжелые валы.

Вал в сборке следует демонтировать так, чтобы ось вала оставалась параллельной первоначальному положению, т.е. перемещалась поступательно. Для вывода шестерен из зацепления вынимаемую сборку вала следует слегка проворачивать. Для демонтажа тяжелых сборок валов необходимо пользоваться грузоподъемными средствами и соблюдать необходимую осторожность. После демонтажа сборок валов в случае необходимости приступают к их разборке на отдельные детали.

При снятии деталей не разрешается ударять непосредственно по ним молотком или кувалдой, необходимо пользоваться прокладками из меди, твердого дерева или применять специальные выколотки.

При разборке соединений, имеющих регулировочные прокладки, следует привязывать их проволокой к деталям, с которыми они устанавливаются, во избежание лишней регулировки при сборке.

При демонтаже однорядных радиальных роликоподшипников обязательно хранить вместе (комплектно) их наружное и внутреннее кольца во избежание смешивания их с кольцами других подшипников того же номера, что недопустимо, кроме того, следует помечать места установок одинаковых номеров шарико- и роликоподшипников.

Гайки и болты необходимо отвинчивать только гаечными ключами, пользоваться зубилом или молотком запрещается.

Для выявления степени износа демонтированные детали тщательно промывают и обезжиривают.

Для мойки деталей буровых станков применяются горячие водные растворы щелочи. Простейшим устройством для мойки деталей является ванна, изготовленная из листовой стали и снабженная кранами и металлической решеткой, расположенной на 200–300 мм выше дна.

Организация ремонта

На организацию и технологию ремонта станка в значительной степени влияет место проведения ремонта.

Капитальные и текущие ремонты буровых станков выполняются в специальных ремонтных мастерских, на ремонтных заводах или на временных полевых ремонтных площадках и монтажных (ремонтных) площадках в пределах горного предприятия. Ремонт в специальном ремонтном предприятии называется заводским ремонтом.

Текущие ремонты станков в большинстве случаев рационально организовать на месте работы, в забое или вблизи него. Ремонт станков на месте их работы без доставки в специальные ремонтные предприятия называется полевым ремонтом. Достоинствами такого ремонта являются отсутствие затрат времени и средств на доставку на завод и обратно и возможность проведения ремонта всех типов станков (маломощных и мощных). Недостатками полевого ремонта станков являются: малые удобства для проведения ремонтов, влияние времени года и погоды на темп и качество ремонтных работ, необходимость постройки временных помещений и площадок, необходимость доставки оборудования, транспортные расходы и потери времени на доставку со станка на ремонтное предприятие и обратно ремонтируемых только там агрегатов.

Основным соображением при выборе места ремонта является наименьшая стоимость ремонта при наименьшей продолжительности и наилучшем качестве ремонта.

При ремонте станков в полевых условиях на участке буровзрывных работ организуется участковая мастерская, которая производит мелкий текущий ремонт машин, ликвидирует неполадки и неисправности в работе механизмов станков.

Передвижная ремонтно-механическая мастерская устроена на прицепе, в кузове которого расположено механическое оборудование, сварочный и силовой агрегаты, инструменты, материалы, причем часть оборудования мастерской должна находиться в ней только на время перевозки, в момент же остановки на длительное время это оборудование должно быть вынесено наружу (кузница, сварочный аппарат, двигатель с генератором и др.).

Прицеп представляет собой вагон со стальным каркасом и стенками, имеющими окна и дверь. Боковые стенки прицепа устраиваются так, чтобы их можно было при надобности разъединить пополам для увеличения площади мастерской, при этом нижние половины стенки явятся продолжением пола, верхние — продолжением перекрытия. Открывшиеся при этом бока затягиваются брезентом с окнами из небьющегося стекла. Размеры прицепа позволяют перевозить его на железнодорожных платформах.

Мастерские текущего ремонта организуются при каждом крупном карьере. Мастерская имеет в своем составе слесарно-механический, котельно-кузнечный, электроремонтный и инструментальный цеха.

При каждом станке, поступающем в ремонт на завод, кроме ранее высланной дефектной ведомости должны быть паспорт, инвентарная опись инструмента, инвентаря и сопроводительный лист. Паспорт станка должен быть правильно заполнен и иметь все отметки о выработке, о произведенных ремонтах, авариях и др.

Направляемый на ремонт станок должен быть полностью комплектным. Не допускается замена или снятие с отправляемого в заводской ремонт станка годных деталей, узлов и двигателей.

Подготовка к ремонту

Планирование работ по ремонту начинается с составления годового графика. При составлении графика учитывают техническое состояние станка, объем выполненной работы, характер предыдущих ремонтов. В годовом графике указывают

тип станка, его местонахождение и заводской номер. Вид ремонта проставляют в графе соответствующего месяца условным обозначением: РО — ремонтный осмотр; Т1, Т2, Т3 — текущие ремонты; К — капитальный ремонт.

Исходя из годовых графиков составляются месячные графики плано-предупредительных ремонтов.

Подготовку к очередному ремонту начинают с составления дефектной ведомости, в которой перечисляют все необходимые ремонтные работы и указывают, какие сборочные единицы и детали подлежат замене.

На основании дефектной ведомости приобретают запасные части и материалы, необходимые для ремонта. Для оперативного учета затрат на ремонт на каждый станок заполняют инвентарную карточку учета, в которую заносят балансовую стоимость станка и норму годовой амортизации. В дальнейшем в карточке делают отметки о капитальном ремонте, о перемещениях станка внутри предприятия и о его выбытии или списании. В отделе главного механика на каждую машину ведутся журналы поагрегатного учета, куда также заносят все сведения о ремонтах.

Материальная подготовка ремонта станков заключается в составлении технически обоснованных заявок на основные и вспомогательные материалы, необходимые для проведения ремонта, в приобретении этих материалов и своевременной доставке их на ремонтное предприятие.

Структура ремонтного цикла буровых станков

Ремонтный цикл буровых станков включает текущие (Т1, Т2, Т3) и капитальный К ремонты.

Текущий ремонт (Т1) предусматривает замену быстроизнашивающихся деталей. Во время этого ремонта могут быть заменены рабочий канат, износившиеся крепежные детали, звенья втулочно-роликовых цепей, произведена продувка электродвигателей, регулировка тяг и тормозов, заварка трещин, восстановление (наплавка) кулаков фрикционных муфт и др. Продолжительность этого ремонта одна-две смены, стоимость — 1,5–2% стоимости станка.

Текущий ремонт (Т2) предусматривает замену изношенных деталей с разборкой некоторых узлов. Кроме работ, предусмотренных ремонтом Т1, может быть произведена замена фрикционных накладок на дисках, лентах и колодках фрикционных муфт и тормозов, износившихся втулок, опорных катков, траков и пальцев, болтов, тяг и вилок систем управления, а также выполнена промывка шарикоподшипников. Продолжительность ремонта — одни сутки, стоимость — 5–7% стоимости станка.

Текущие ремонты (Т1 и Т2) производятся бригадой из четырех человек: два человека из обслуживающего персонала (машинист и его помощник) и два слесаря. При необходимости в бригаду включают и сварщика, автогенщика или электрослесаря.

Текущий ремонт (Т3) предусматривает полную разборку основных узлов станка или их замену. Кроме работ, предусмотренных ремонтами Т1 и Т2, при ремонте Т3 могут быть заменены редуктор вращателя, все диски фрикционных муфт и тормозных лент, кулачки и вкладыши фрикционных муфт, выполнено восстановление (наплавка) ведущих звездочек, опорных катков и натяжных колес гусеничного ходового механизма, заменены втулки опорных катков, пальцы и вилки тяг системы управления, промыты подшипники электродвигателей.

Капитальный ремонт предусматривает полную разборку станка и ремонт или замену основных рабочих механизмов. Кроме работ, предусмотренных текущими ремонтами, могут быть заменены головка мачты, фрикционные муфты или валы в сборе, выполнены проточка шеек валов, восстановление поверхности барабана или замена всего узла в сборе. При капитальном ремонте у гусеничного ходового механизма заменяются все опорные и поддерживающие катки, втулки, ведущие звездочки, натяжные колеса и гусеничные ленты. Возможна также замена всего ходового механизма. В рабочем органе при капитальном ремонте возможна замена подшипников качения, валов и шестерен редукторов, восстановление расточек в корпусах редукторов путем запрессовки втулок. Производится также полная разборка всего механизма управления с заменой изношенных деталей.

Таблица 4.8

**Продолжительность (числитель, сут.) и трудоемкость
(знаменатель, чел.-смен) ремонтов буровых станков**

Марка	Вид и периодичность, ч, ремонтов				
	Р0	T ₁	T ₂	T ₃	К
СБУ-125	0,25/4	1,5/63	3/165	5/300	7/700
СБР-160	0,3/6	1/80	4/200	6/320	15/800
2СБШ-200Н	1/80	3/160	7/400	9/640	23/1600
СБШ-250МН	1/90	3,5/180	7,5/450	9,5/710	24/1800
СБШ-320	1/105	4/210	8/525	10/840	25/2100

Капитальный ремонт выполняют в ремонтных мастерских или на рудоремонтном заводе. Стоимость капитального ремонта — до 50% стоимости станка.

Значительного сокращения времени на ремонт станков можно достигнуть, применяя узловый способ ремонта.

Продолжительность и трудоемкость ремонтов буровых станков приведены в табл. 4.8.

4.5. СМАЗКА

Надежная работа бурового станка и срок его службы во многом зависят от своевременной и тщательной смазки, а также от качества применяемых смазочных материалов.

При эксплуатации буровых станков необходимо применять для смазки узлов и агрегатов смазочные материалы, указанные в карте смазки, своевременно в установленные сроки производить замену и контролировать качество масел. Применение смазочных материалов, не указанных в карте смазки, а также нарушение сроков смазки отрицательно сказывается на работоспособности агрегатов и систем станка. Категорически запрещается составлять смеси из разных сортов масла или нефтепродуктов.

Смазывать станок следует после его выключения и удаления грязи и пыли с мест, подлежащих смазке, для предотвращения попадания на трущиеся поверхности вместе со смазкой пыли и грязи.

Перед заправкой масла в емкости тщательно очищаются пробки от пыли и грязи. Масло заливается через воронку с сеткой из чистой маслозаправочной посуды.

При текущем ремонте станков, когда отдельные узлы подвергаются частичной или полной разборке, необходимо руководствоваться следующими указаниями:

- сборка узлов и агрегатов должна производиться в условиях, обеспечивающих чистоту собранных агрегатов;
- перед сборкой детали должны быть обдuty сжатым воздухом, трущиеся поверхности деталей смазаны соответствующим смазочным материалом.

Перечень смазочных работ и рекомендуемых смазочных материалов приводятся в таблицах и картах смазки. Таблица смазки станка СБШ-320В приведена в табл. 4.9, карта смазки станка 2СБШ-200 приведена в табл. 4.10, а точки смазки указаны на схеме (рис. 4.3).

4.6. ХРАНЕНИЕ И КОНСЕРВАЦИЯ

Хранение

Буровой станок необходимо хранить в закрытом помещении или под навесом.

Все механизмы, узлы и детали, требующие особых условий хранения (детали электрооборудования, запасные части, инструмент и принадлежности), необходимо хранить на складе.

Резинотехнические изделия должны быть защищены от воздействия солнечных лучей и других источников теплового излучения.

При подготовке к хранению все электроприборы и приборы освещения должны быть очищены от грязи, все окрашенные наружные поверхности вымыты водой и насухо протерты, все неокрашенные наружные металлические поверхности очищены от грязи.

Поверхности с поврежденной окраской закрашены влагостойкой краской.

По возможности втянуты штоки в цилиндры.

Таблица 4.9

Таблица смазки бурового станка СБШ-320В

Наименование узлов или механизмов	Наименование смазочных материалов и стандартов			Количество точек смазки	Способ нанесения смазочных материалов	Периодичность проверки и замены	Примечание
	при температуре до -50 °С	при температуре +40 °С	для длительного хранения				
<i>Кабельный барабан</i> Подшипники барабана и кабелеукладчика	ЦИАТИМ-203 ГОСТ 8773-73			4		1440	
		И-40А ГОСТ 20799-75	ТСН-14 ГОСТ 23652-79	2		1440	
<i>Лебедки подачи</i> Зубчатые передачи и подшипники лебедок подачи	И-50А ГОСТ 20799-75	ТСН-14 ГОСТ 23652-79		1		1440-1920	
	ЦИАТИМ-203 ГОСТ 8773-73			4		720-960	
<i>Вращатель</i> Зубчатые передачи редуктора	ЦИАТИМ-203 ГОСТ 8773-73			1		1440-1920	
	Подшипники электродвигателей			4			
Подшипники опорного узла	ЦИАТИМ-203 ГОСТ 8773-73			4		120	
	Прочее оборудование						
Шарнирные соединения цилиндров заваливания мачты							
	Ось поворота мачты			2		120	

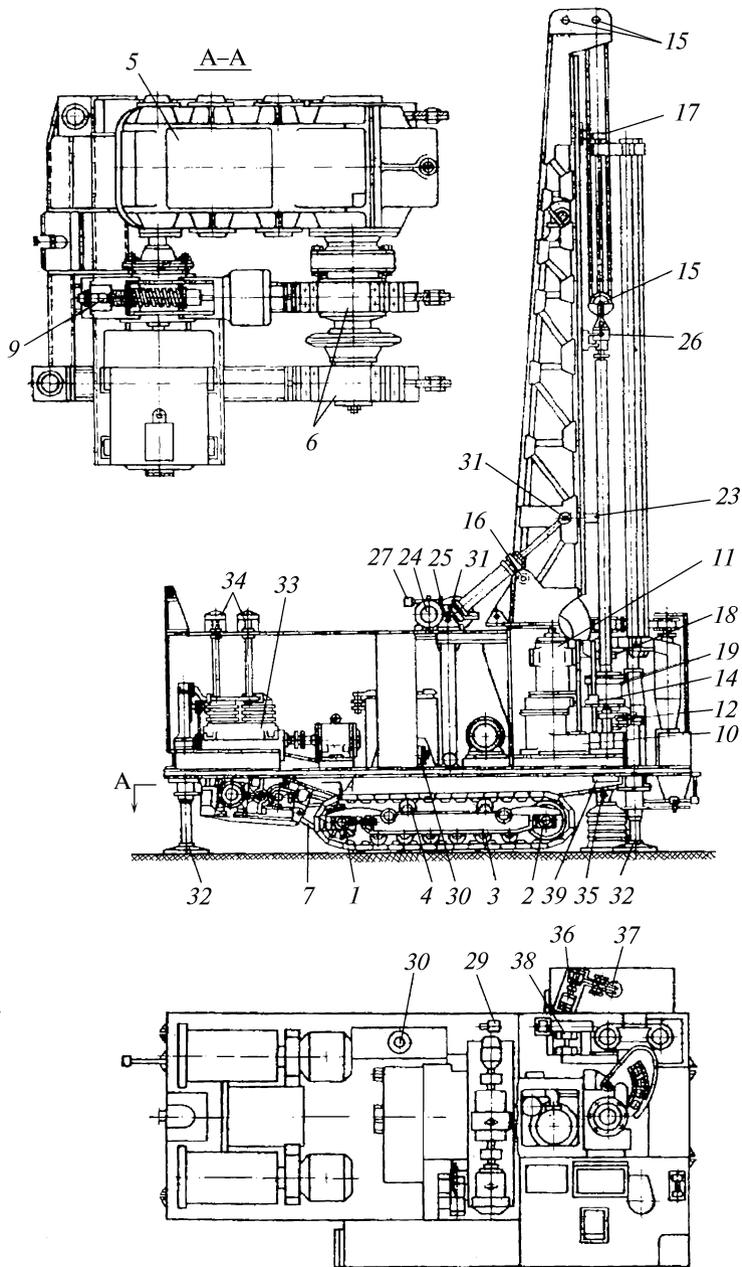


Рис. 4.3. Схема смазки станка 2СБШ-200

Таблица 4.10

Карта смазки бурового станка 2СБШ-200

Точки смазки	Наименование мест смазки	Количество точек смазки	Смазка	Система смазки	Периодичность проверки и замены	Примечание
Холодовая тележка						
1	<i>Гусеничный ход</i> Подшипники скольжения ведущего колеса	4	УС-2 (солидол Т)	Ниппельная масленка	1 раз в неделю	–
2	Подшипники скольжения ведомого колеса	2	УС-2	То же	То же	–
3	Втулки опорных катков	12	УС-2	»	»	–
4	Втулки поддерживающих катков	4	УС-2	»	»	–
Привод хода						
5	Редукторы (зубчатые передачи и подшипники качения) а) типа РМ б) типа ВКУ	2	Цилиндровое 11 АК-10 (автол 10) индустриальное 50	Масляная ванна	Через 90 дней	Летом Зимой
6	Ведущая звездочка тяговой цепи (подшипники скольжения или качения)	4	УС-2 (солидол Т)	Ниппельная масленка	1 раз в неделю	–
7	Тяговая цепь	2	Индустриальное 45	Поливка лейкой	То же	–
8	Муфта зубчатая	2	УС-2 (солидол Т)	Ниппельная масленка	»	–
9	Шарнирные соединения тормозов	–	УС-2 (солидол Т)	Ниппельная масленка	1 раз в месяц	–

Рабочий орган						
Точки смазки	Наименование мест смазки	Количество точек смазки	Смазка	Система смазки	Периодичность проверки и замены	Примечание
10	Коробка передач (зубчатые передачи и подшипники качения)	1	Цилиндровое И АК-10 (автол 10)	Масляная ванна	1 раз в 3 месяца	Летом Зимой
11	Электродвигатель ДПВ-52 (подшипники качения)	1	УС-2 (солидол Т)	Ниппельная масленка	1 раз в 3 месяца	–
12	Гидроключ (подшипники скольжения и шарнирные соединения)	4	То же	То же	1 раз в неделю	Зимой
13	Гидропатрон (подшипники качения)	2	»	»	То же	»
14	Направляющие или втулки патрона	2	»	Ручная или ниппельная масленка	1 раз в смену	–
15	Блок в сборе (подшипники качения)	3	»	Ниппельная масленка	1 раз в неделю	–
16	Отклоняющие ролики каната (подшипники качения)	4	»	То же	То же	–
17	Подшипники качения со сферическими опорами верхнего кронштейна кассеты	1	»	»	»	–
18	Подшипник качения со сферическими опорами нижнего кронштейна кассеты	1	»	»	»	–
19	Втулки вала червяка	–	»	»	»	–

Точки смазки	Наименование мест смазки	Количество точек смазки	Смазка	Система смазки	Периодичность проверки и замены	Примечание
20	Червяк и червячный сектор (открытая передача)	–	Полугудрон	Ручная	»	–
21	Втулка оси нижнего кронштейна	–	УС-2 (солидол Т)	Ниппельная масленка	Ежедневно	–
22	Редуктор поворота кассеты	–	Цилиндровое I1 АК-10	Масляная ванна	1 раз в 3 месяца	Летом Зимой
23	Опоры и шарниры гидроцилиндра поворота кассеты	1	УС-2 (солидол Т)	Ниппельная масленка	1 раз в неделю	–
24	Лебедка подъема бурового става (подшипника качения барабана)	2	То же	То же	То же	–
25	Редуктор (зубчатые передачи и подшипники качения)	1	Цилиндровое I1 АК-10	Масляная ванна	Через 90 дней	Летом Зимой
26	Вертлюг (подшипники качения)	1	УС-2 (солидол Т)	Ниппельная масленка	Ежедневно	–
27	Шарнирные соединения тормоза лебедки	1	То же	То же	1 раз в месяц	–
Гидросистема						
28	Автоматический регулятор давления	–	Цилиндровое I1 АК-10	Масляная ванна	То же	Летом Зимой
29	Датчик скорости	1	Цилиндровое I1 АК-10	То же »	1 раз в неделю	Летом Зимой
30	Маслонасос (подшипники качения)	2	УС-2	Закладка	»	–
31	Гидроцилиндр подъема и опускания маты (шарниры)	4	УС-2 (солидол Т)	Ниппельная масленка	»	–

Точки смазки	Наименование мест смазки	Количество точек смазки	Смазка	Система смазки	Периодичность проверки и замены	Примечание
32	Гидроподкраты (шаровая опора)	3	УС-А	Закладка	»	-
Пневмосистема						
33	Компрессор (картер)	2	Компрессорное М	Масляная ванна	К-9 через 100 ч К-5 через 250 ч	-
34	Воздухоочиститель	4	АК-10 АК-6	Заливка	1 раз в неделю	Летом Зимой
Пылеулавливание						
35	Лебедка и ролики подъема пылеприемника	4	УС-2 (солидол Т)	Ниппельная маслянка	То же	-
36	Редуктор встряхивающего устройства	1	Цилиндровое П (автол 10)	Масляная ванна	1 раз в 3 месяца	Летом Зимой
37	Рычажная передача	2	УС-2 (солидол Т)	Ниппельная маслянка	1 раз в неделю	-
38	Вентилятор	1	Консалин М	То же	То же	-
39	Приспособление для отвинчивания долота	1	УС-2 (солидол Т)	»	»	-
<i>Примечание.</i> Точки смазки указаны на рис. 4.3.						

При длительном хранении бурового станка следует один раз в два месяца осмотреть станок с целью определения его сохранности и надежности консервации.

Консервация

Консервацию необходимо производить при влажности воздуха не более 70% и температуре не ниже +15 °С.

Все неокрашенные металлические поверхности узлов и деталей должны быть покрыты смазкой ПВК (ГОСТ 19537–74).

Ванны редукторов и гидросистема должны быть заполнены рабочими жидкостями с присадкой АКОР-1 (ГОСТ 15171–70), реакторы прокручены, гидросистема прокачана, масло слито.

При консервации следует тщательно оберегать резиновые изделия объемного исполнения (профили дверей, окон, наружные поверхности гидрошлангов и др.) от попадания на них масла и различных растворителей.

Запасные части, инструменты, принадлежности необходимо обезжирить, покрыть смазкой ЦИАТИМ-203 (ГОСТ 8773–73) и обернуть упаковочной бумагой А-25 (ГОСТ 8828–75).

Консервация комплектующего оборудования (компрессорной установки, ходовой части и т.д.) производится по соответствующим инструкциям заводов-изготовителей. При длительном хранении по истечении срока действия консервации необходимо произвести переконсервацию станка.

РАСЧЕТ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

5.1. ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА
БУРОВЫХ МАШИНТеория рабочего процесса буровых машин ударного
и ударно-вращательного действия

Ударное разрушение прочных горных пород, происходящее в результате внедрения лезвия инструмента, в большинстве случаев носит хрупкий характер, поскольку преимущественно применяется на породах такого типа.

Под действием силы удара P_y (Н) лезвие заостренного под углом α бурового инструмента (рис. 5.1, а) диаметром d (м) внедряется в породу на глубину h (м).

В массиве создается сложное напряженное состояние: под действием сжимающих напряжений под разрушающей гранью инструмента образуется уплотненное ядро из раздробленной породы, а под действием сдвигающих напряжений, появляющихся от сил N , происходит скол частиц породы под углом $\theta \geq \alpha$ в сторону открытой плоскости.

Внедрение инструмента прекращается, как только силы сопротивления становятся равными действующей силе

$$P_y = 2(F_T \cos \alpha/2 + N \sin \alpha/2)K_3,$$

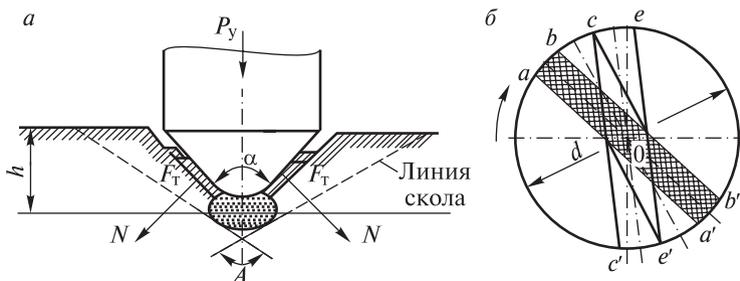


Рис. 5.1. Схема сил, действующих на лезвийное долото при ударе

где F_T — сила трения лезвия долота о породу, Н; N — нормальная сила воздействия боковой поверхности лезвия долота на породу, Н; K_3 — коэффициент, учитывающий затупление лезвия долота (1,2–1,3).

Как видно из рис. 5.1, а,

$$F_T = \mu_1 N,$$

$$N = 10^6 \delta_{\text{М.Б}} dh / \cos \alpha / 2,$$

где μ_1 — коэффициент трения бурового инструмента о породу; $\delta_{\text{М.Б}}$ — предел прочности породы при механическом способе бурения, МПа.

$$\delta_{\text{М.Б}} = 0,5(\delta_{\text{СЖ}} + \delta_{\text{СК}}),$$

где $\delta_{\text{СЖ}}$ — предел прочности породы при сжатии, МПа; $\delta_{\text{СК}}$ — предел прочности породы при сколе, МПа.

После подстановки в формулу значений F_T и N получим

$$P_y = 2 \cdot 10^6 dh \delta_{\text{М.Б}} (\operatorname{tg} \alpha / 2 + \mu_1) K_3.$$

Из формулы можно определить глубину погружения лезвия долота

$$h = P_y / (2 \cdot 10^6 d \delta_{\text{М.Б}} (\operatorname{tg} \alpha / 2 + \mu_1) K_3).$$

При ударе по забою (рис. 5.1 б) двухперьевое долото скалывает один сектор ($aba'b'$), при этом за один удар по периметру скважины скалываются два участка (ab) и ($a'b'$) суммарной длины

$$L_0 = 2 \cdot 2h \operatorname{tg} \theta / 2,$$

где θ — $\approx 120^\circ$.

После каждого удара долото поворачивается на некоторый угол, величина которого должна быть такой, чтобы скалывались целики между следами соседних ударов. Следующий удар долото наносит по сектору ($bca'e'$), и т.д.

Угол поворота долота после удара определяет частоту ударов за один его оборот, при котором будет отделен слой породы со всего сечения скважины, равный суммарной глубине погружения лезвия долота, так как каждое перо долота за полный его оборот скалывает слой породы h со всей площади скважины.

Таким образом, необходимую частоту ударов долота по забойу за один его оборот можно определить из соотношения:

$$Z_0 = \pi d/L = \pi d/(2n h \operatorname{tg} \alpha/2),$$

где n — число перьев на долоте (2 — для двухперьевого и 4 — для крестового).

Частота ударов за один оборот Z_0 у современных станков, использующих пневмоударники, составляет 8–15. Чем крепче порода, тем большее число ударов должно приходиться на один оборот долота. При частоте ударов пневмоударника в секунду Z необходимая частота вращения бурового инструмента n_1 (с^{-1}) определяется из выражения

$$n_1 = Z/Z_0.$$

Теоретическая скорость бурения (м/ч) с учетом приведенных выше выражений определяется как

$$v = 3600h n_1 = (3,6 \cdot 10^{-3} P_y Z n h \operatorname{tg} \theta/2) / (\pi d \delta_{\text{М.Б}} (\operatorname{tg} \alpha/2 + \mu_1) K_3).$$

Из формулы следует, что эффективность бурения возрастает с увеличением силы P_y и частоты ударов в секунду Z и с уменьшением угла заострения бура α , а уменьшается с увеличением диаметра инструмента d . Несмотря на то, что приведенная зависимость не учитывает динамику процесса разрушения, она качественно правильно характеризует закономерности ударного разрушения.

Под действием возрастающей от нуля силы P_y энергия единичного удара A (Дж) составит

$$A = 0,5 P_y h,$$

а теоретическая скорость бурения будет

$$v = (60 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot A Z n \operatorname{tg} \theta/2) / (\pi d^2 \delta_{\text{М.Б}} (\operatorname{tg} \alpha/2 + \mu_1) K_3).$$

Таким образом, эффективность разрушения породы при ударном бурении определяется следующими основными параметрами процесса: энергией единичного удара, частотой ударов и углом поворота инструмента после каждого удара.

При ударно-вращательном бурении погружными пневмоударниками (ППУ) с увеличением осевого усилия улучшаются условия передачи удара породе и увеличиваются скорость бурения, сила трения лезвий о забой и необходимый крутящий момент.

При давлении подводимого сжатого воздуха p (Па) среднее индикаторное давление воздуха в цилиндре погружного пневмоударника при рабочем P_p (Па) и обратном P_o (Па) ходах поршня определяют по формулам

$$P_p = C_p p \text{ и } P_o = C_o p,$$

где C_p и C_o — коэффициенты, учитывающие снижение среднего давления в цилиндре и соответственно равные для бесклапанного распределительного устройства 0,62 и 0,4.

Осевое усилие P_o (Н), действующее на поршень диаметром D (м), при рабочем и обратном ходах определяется соответственно из выражений

$$P_{oc.p} = 0,25\pi K_i p_p D^2,$$

$$P_{oc.o} = 0,25\pi K_i p_o D^2,$$

где K_i — коэффициент, учитывающий уменьшение полезной площади поршня с рабочей и обратной сторон (0,7–0,8).

Минимальные удельные осевые усилия, отнесенные к диаметру долота, принимаются равными $(2-3) \cdot 10^4$ Н/м.

Ускорения j_p и j_o (м/с²) движения поршня массой m_{Π} (кг) соответственно при рабочем и обратном ходах:

$$j_p = P_{oc.p} / m_{\Pi},$$

$$j_o = P_{oc.o} / m_{\Pi}.$$

Частота ударов поршня ударника Z (с⁻¹) зависит от длительности цикла работы ударного механизма ($t_{\Pi} = t_p + t_o$) и определяется при известных конструктивной длине хода поршня L_{Π} (м), продолжительности рабочего t_p (с) и обратного t_o (с) ходов поршня по формуле

$$Z = t_{\Pi}^{-1} = \frac{1}{\left(\sqrt{2L_{\Pi}C_{\Pi} / j_p} + \sqrt{2L_{\Pi}C_{\Pi} / j_o}\right)},$$

где C_{Π} — коэффициент уменьшения хода поршня (0,85–0,9).

Энергия единичного удара A (Дж) поршня массой t при сопротивлении трению поршня о стенки цилиндра с коэффициентом трения определяется по формуле

$$A = L_{\Pi} C_{\Pi} (P_{\text{ОС.Р}} - g m_{\Pi} \mu_3).$$

Теоретическая мощность N_{Π} (Вт) пневмоударника на поршне

$$N_{\Pi} = A Z.$$

Мощность пневмоударника прямо пропорциональна мощности единичного удара и частоте ударов и может быть повышена за счет увеличения давления воздуха и площади поршня. Однако при существующем качестве металла и твердых сплавов, используемых для изготовления инструмента, увеличивать давление воздуха свыше 2,4 МПа считается нецелесообразным. Увеличение же частоты ударов свыше 20 с^{-1} обычно достигается уменьшением длины хода, поршня увеличением его площади и рабочего давления.

Теория рабочего процесса машин вращательного бурения шарошечными долотами

Разрушение породы при шарошечном бурении происходит в результате перекатывания зубьев шарошек по забою.

Математическое описание действительного процесса перекатывания шарошки по породе, сопровождающегося разрушением последней, с учетом упругих деформаций породы и зубьев шарошки в силу значительной степени неопределенности протекания физических явлений весьма затруднительно. Поэтому воспользуемся упрощенной моделью процесса.

Зубья шарошки периодически соприкасаются с породой и под действием осевого усилия подачи $P_{\text{ОС}}$ (кН) каждый из них внедряется на глубину h (мм). Если долото имеет $Z_{\text{Ш}}$ шарошек (обычно три), каждая из которых контактирует с забоем на длине L (мм), то общая длина линий одновременного контакта зубьев долота с породой будет $L \cdot Z_{\text{Ш}}$.

Вследствие вторичного дробления уже отделенной от массива породы общая линия контакта зубьев шарошки еще более уве-

личится и приближенно может быть принята равной половине диаметра долота D (мм).

Необходимое осевое усилие P_{OC} (кН) подачи на долото с диаметром D для разрушения породы крепостью f можно определить по формуле

$$P_{OC} = 10^{-2} K f D = 10^{-3} K \delta_{СЖ} D,$$

где K — (6–8), бóльшие значения коэффициента для более крупных долот; $\delta_{СЖ}$ — предел прочности породы при одноосном сжатии, МПа.

Усредненные рекомендации ряда фирм изготовителей долот по максимально допустимому усилию нагружения долота $P_{OC \max}$ и соответствующей данному усилию предельной частоте вращения долота $n_{ВР}$, при которых обеспечиваются удовлетворительные условия их эксплуатации, приведены в табл. 5.1.

Конкретные рекомендации по величинам $K_O = P_{OC}/D$ приводятся в каталогах долот. Верхний предел крепости горной породы, которую целесообразно бурить данным типом долота, можно ориентировочно определить из выражения

$$f = 100 P_{OC \max} (KD)^{-1}.$$

Глубина внедрения h зуба шарошки с углом заострения зуба α (градус) в породу крепостью f в результате нагружения долота с диаметром D осевым усилием P_O определяется по формуле

$$h = 1,5 \cdot 10^2 \cdot P_{OC} / (Df(\operatorname{tg} \alpha/2 + \mu_1 K_3)),$$

где μ_1 — коэффициент трения металла шарошки о породу (0,25–1); K_3 — коэффициент затупления зуба (1–1,3 — бóльшее значение для пород более высокой крепости и абразивности).

Таблица 5.1

Максимально допустимые усилия нагружения долота и соответствующие данному усилию предельные частоты вращения долота

D , мм	169	200	250	269,9	311/312	350
$P_{OC \max}$, кН	135	200	260	325	400	455
K_O , кН/мм	0,8	1	1,12	1,2	1,286	1,3
f_{\max}	11,4	14,28	16	17,25	18,4	18,56
$N_{ВР}$, с ⁻¹	1,33	1,16	1	0,916	0,83	0,66

Максимальная глубина погружения зуба (штыря) шарошки в породу должна составлять 0,75–0,8 его высоты, равной 10–15 мм у штыревых и 15–25 мм у зубчатых долот.

Момент вращения долота (Нм)

$$M_{\text{КР}} = 2,84 \cdot 10^{-3} \cdot k_1 D(0,22 P_{\text{ОС}})^n,$$

где n — показатель, зависящий от качества очистки скважины (для очень хорошей 1,25; для удовлетворительной 1,5; для плохой 1,75); k_1 — коэффициент.

Зависимость k_1 от крепости буримой породы приведена в табл. 5.2.

Как правило, вращательно-подающий механизм современного бурового станка в состоянии обеспечить удельный момент $M_{\text{КР}}$ до 40 Нм на 1 кН осевого усилия $P_{\text{ОС}}$. На практике соотношение $M_{\text{КР}}/P_{\text{ОС}}$ редко превышает значения 20–30 Нм/кН.

Мощность привода вращателя (кВт)

$$N_{\text{ВР}} = 2 \cdot 10^{-3} M_{\text{КР}} n_{\text{ВР}}/\eta_{\text{ВР}} = 10^{-3} M_{\text{КР}} w_{\text{ВР}}/\eta_{\text{ВР}},$$

где $\eta_{\text{ВР}}$ — КПД трансмиссии вращателя (0,85–0,7); $w_{\text{ВР}}$ — угловая скорость, рад/с.

Мощность привода подачи (кВт)

$$N_{\text{ВР}} = P_{\text{ОС}} v_{\text{ПОД}}/\eta_{\text{ПОД}},$$

где $v_{\text{ПОД}}$ — скорость подачи бурового става, м/с; $\eta_{\text{ПОД}}$ — КПД механизма подачи (0,5–0,7).

Теоретическая скорость V (м/ч) шарошечного бурения определяется, как

$$V = 10,8 K_{\text{СК}} h n_{\text{ВР}},$$

где $K_{\text{СК}}$ — коэффициент, учитывающий уменьшение скорости бурения за счет неполного скола породы между зубьями (0,5–0,3 — большая величина для более мягких пород).

Расход и давление воздуха. Необходимое количество сжатого воздуха, подаваемого в забой, определяется из условия обеспече-

Таблица 5.2

Зависимость k_1 от крепости буримой породы

f	6–8	8–10	10–12	12–14	14–16	16–18	18–20	св. 20
k_1	12	11	10	9	8	6	4	2

ния требуемой скорости выноса V_B , (м/мин) разрушенных частиц породы в затрубном пространстве, рекомендуемой не менее 1500 м/мин для тяжелых (плотных пород) и не более 2100 м/мин для среднеплотных. Допускается скорость до 2800 м/мин для влажных тяжелых пород при скорости бурения 24–25 м/ч.

Наиболее употребительный диапазон скоростей V_B (м/мин) для сухих забоев от 1220 до 1520 м/мин.

Теоретическая подача воздуха (м³/мин)

$$Q = FV_B = 0,25\pi V_B(D^2 - D_{\text{ш}}^2),$$

где F — площадь затрубного пространства, м²; D и $D_{\text{ш}}$ — соответственно диаметры долота и штанги, м.

Давление компрессора рекомендуется выбирать в диапазоне 0,4–0,7 МПа. При использовании долот с периферийными продувочными каналами, имеющими сменные вкладыши, последние следует выбирать минимальных размеров, допускаемых по запасу избыточного давления на выходе из ресивера. Потери давления в буровом ставе составляют 0,07–0,14 МПа, а в долоте и подшипниковых каналах могут достигать 0,5 МПа, повышаясь с увеличением подачи воздуха и уменьшением сечения вкладышей.

Мощность привода компрессора N (кВт), обеспечивающего сжатие воздуха от давления p_1 (Па) до давления p_2 (Па) на выходе из компрессора и подачу его в систему продувки скважины в объеме Q (м³/мин), определяется по формуле

$$N_{\text{КОМ}} = 4,2Qp_1(\lg p_1/p_2)/(\eta_K/\eta_{\text{П}}),$$

где η_K и $\eta_{\text{П}}$ — КПД соответственно компрессора (0,6–0,7) и передачи (0,92–0,95).

Теория рабочего процесса машин вращательного бурения резцовыми долотами

При вращательном бурении порода разрушается под действием осевого усилия подачи $P_{\text{ОС}}$ и крутящего момента M_1 , передаваемого станком резцовому долоту (рис. 5.2). При этом осевое усилие должно преодолеть сопротивление N_1 породы

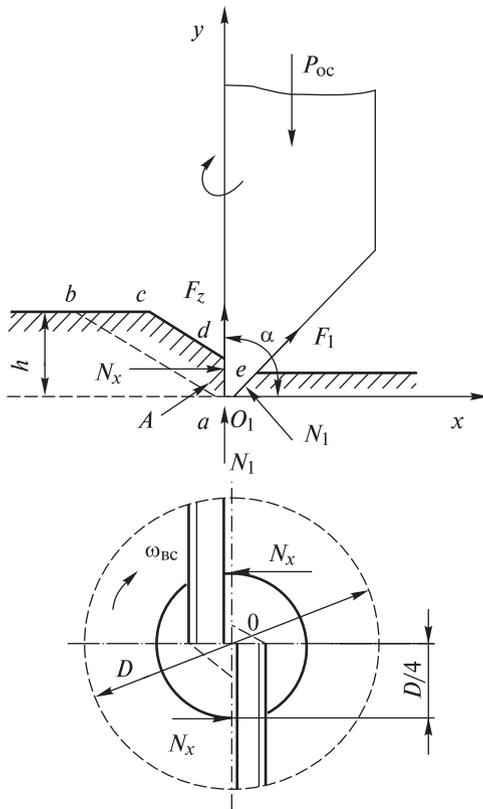


Рис. 5.2. Схема сил, действующих на резцовое долото при вращательном бурении

внедрению торцовых площадок режущих лезвий долота даже при их затуплении (участок aO_1), а крутящий момент должен превысить сопротивление сколу участков породы, прилегающих к передним режущим граням реза.

Передняя грань инструмента сминает породу, в результате чего образуется ядро уплотнения A , состоящее из мелко раздробленной породы. Усилие сопротивления породы на лезвии долота в этот момент увеличивается до максимума, после чего происходит скол породы объема $abcd$. При этом сопротивление породы резко снижается до минимума и далее цикл разрушения повторяется.

Расчеты режимных параметров бурения сводятся к определению значений осевого усилия P_{OC} (кН), толщины стружки h (м), скорости бурения V_T (м/мин или м/ч) и частоты вращения шнека n_{BP} (c^{-1}), при которой будет обеспечена транспортировка частиц породы из скважины.

Потребное осевое усилие на режущем инструменте диаметром D (м), необходимое для его внедрения на глубину h (м), определяется из выражения

$$P_{OC} = 0,25K_3 D h \delta_{M.B.},$$

где K_3 — коэффициент, учитывающий затупление инструмента (1,5–0,7 — большие значения для более тупого инструмента и меньших толщин стружки); $\delta_{M.B.}$ — приведенный предел прочности породы, кПа.

Принимая угол резания резца $\alpha = 90^\circ$, можно полагать, что усилие сопротивления сколу N_X (кН) разрушаемой породы, действующее на переднюю грань пера инструмента параллельно торцу скважины, составляет

$$N_X = P_{OC} K_3.$$

С учетом затрат энергии на преодоление силы N_X и на трение затупленного участка aO_1 (сила F_2) и задней грани резца о породу (сила F_1) с коэффициентом трения μ_1 величина момента вращения M_1 (кН·м), необходимого для разрушения породы режущим долотом, определяется как

$$M_1 = 0,125D^2 h Z (1 + \mu_1 K_3),$$

где Z — число перьев долота;

$$h = V_{max} / (3600 Z n_{BP}),$$

где V_{max} — максимальная теоретическая скорость бурения, м/ч; n_{BP} — частота вращения шнека, c^{-1} .

На практике для режущих долот удельные осевые нагрузки на 1 м диаметра долота устанавливаются в пределах 100–300 кН/м.

Минимально допустимая частота вращения шнека n_O (c^{-1}) с диаметром D_1 (м) и углом подъема винтовой линии β (градус)

$$n_O \geq (g \sin \beta + \mu_1 \cos \beta) / (2\pi^2 \mu_2 D_1)^{0,5},$$

где μ_1 и μ_2 — соответственно коэффициенты трения породы о сталь и породу; g — ускорение силы тяжести, м/с^2 .

Максимальная теоретическая производительность V ($\text{м}^3/\text{ч}$) шнека с шагом винта S (м)

$$V = 9 \cdot 10^2 \pi (D_1^2 - d^2) K S \psi n_{\text{ВР}},$$

где d — диаметр вала шнека, м; ψ — коэффициент заполнения объема шнека; K — коэффициент просыпания породы в зазор между шнеком и стенками скважины (0,8–0,9); $n_{\text{ВР}}$ — необходимая частота вращения бурового става ($n_{\text{ВР}} \geq n_0$).

Объем породы в рыхлой массе W_1 ($\text{м}^3/\text{мин}$), разрушаемый коронкой диаметром D_K (м) при максимальной скорости бурения V_{max} (м/мин), на которую рассчитан станок, и коэффициенте разрыхления породы K_p , определяется по формуле

$$W_1 = 0,25\pi D_K^2 K_p V_{\text{max}}.$$

Для обеспечения транспортировки объема породы W_1 необходимо, чтобы $V \geq W_1$.

Момент M_2 (кН·м), необходимый для обеспечения подъема породы шнеком с глубины H (м), при плотности породы γ (т/м^3) и $D \geq D_K$,

$$M_2 = 0,125 g K_T \pi D_1 (D_1^2 - d^2) \cdot (\text{tg} \beta + \mu_2) H \gamma \psi / K_p,$$

где K_T — коэффициент трения шнека о стенки скважины (1,5–2).

Мощность двигателя вращателя $N_{\text{ВР}}$ (кВт) станка шнекового бурения при угловой скорости вращения шнека $w_{\text{ВР}}$ (рад/с) и КПД механизма вращателя η определяется из выражения

$$N_{\text{ВР}} = (M_1 + M_2) w_{\text{ВР}} / \eta = 2\pi (M_1 + M_2) n_{\text{ВР}} / \eta.$$

Физические основы термического бурения

Термическое разрушение горной породы происходит вследствие ее интенсивного одностороннего нагревания, ведущего к большему расширению поверхностных слоев нагреваемой породы по сравнению с нижележащими. Неравномерное расширение создает механические напряжения в породе, и когда

они достигают величины временного сопротивления скалыванию, происходит хрупкое разрушение. Величина напряжений в породе зависит от разности температур ее слоев, т.е. от температурного градиента.

В породах с низкой теплопроводностью отмечается более резкий перепад температур, чем в породах с более высокой теплопроводностью. Следовательно, при прочих равных условиях температурный градиент в первом случае будет выше.

Температурный градиент зависит также от величины теплового потока, т.е. количества тепла, передаваемого газовой струей в единицу времени единице поверхности горной породы.

Удельный тепловой поток q (Дж/(м²·с)) при известном количестве тепла $Q_{\text{П}}$ (Дж/с), сообщаемом газовыми струями в единицу времени поверхности F (м²), определяется по формуле

$$q = Q_{\text{П}}/F.$$

Величина удельного теплового потока зависит от скорости струи газов и возрастает с ее увеличением. Последнее возможно с помощью сопел Лаваля, проходя через которые струя достигает сверхзвуковой скорости. Температура газов ограничивается термической стойкостью горелки.

Тепловые потоки для термического бурения создаются в результате сжигания в камере сгорания высококалорийных смесей (кислород–керосин, бензин–сжатый воздух, соляровое масло–азотная кислота, а также керосин–сжатый воздух).

Скорость термобурения зависит от петрографических особенностей породы, а также скорости подачи и частоты вращения термобура. С увеличением подачи скорость бурения сначала растет, но, достигнув максимального значения, падает. С увеличением частоты вращений процесс разрушения породы, как правило, улучшается и до некоторого предела растет скорость бурения. Выше этого предела увеличение частоты вращения ведет к снижению скорости бурения.

Эффективность термического бурения горных пород в первую очередь определяется их склонностью к хрупкому термическому разрушению и зависит от структуры, текстуры, прочностных, упругих и теплофизических показателей пород. Эти показатели

определяют необходимые для разрушения породы тепловой поток и температуру. Количественно термобуримость характеризуется показателем термобуримости $П_{Т.Б}$ ($\text{см}^3/\text{кал}$) и температурой разрушения T_p ($^{\circ}\text{C}$):

$$П_{Т.Б} = \beta_T E / (\delta_{РАСТ} C_T),$$

$$T_p = 1,5 \delta_{СЖ} (1 - \gamma_{П}) / (\beta_T E_y),$$

где β_T — коэффициент линейного теплового расширения породы, $1/^{\circ}\text{C}$; C_T — объемная теплоемкость породы, $\text{кал}/(\text{см}^3/^{\circ}\text{C})$; E_y — модуль упругости, Па; $\gamma_{П}$ — коэффициент Пуассона.

5.2. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ БУРОВЫХ СТАНКОВ

Производительность и режимы бурения

Технология бурения определяет последовательность выполнения операций, обеспечивающих процесс создания скважин. При обурировании части породного массива выполняются следующие операции: установка станка на заданной отметке, непосредственно бурение, наращивание бурового става по мере углубления скважины, разборка бурового става, замена изношенного инструмента, перемещение станка к месту следующей скважины. Принятая технология бурения в значительной степени определяет эксплуатационную сменную производительность бурового станка.

Техническая скорость бурения, относящаяся к чистому времени бурения отдельной скважины, зависит от соответствия показателю трудности бурения горных пород (крепости горной породы) выбранных конструкции и типа бурового инструмента, нагрузки на буровой инструмент и частоты его вращения, способа и условий удаления буровой мелочи, а также организации буровых работ. В свою очередь, от технической скорости бурения зависит эксплуатационная часовая производительность бурового станка.

Режим бурения определяется величиной развиваемых на инструменте усилий или частотой ударов, частотой вращения рабочего инструмента и методом удаления буровой мелочи.

Каждый вид бурения характеризуется определенными параметрами режима бурения.

Современные буровые станки являются машинами циклического действия, что обусловлено технологией ведения горных работ и конструктивным исполнением станка. В течение смены время T (ч) расходуется как на бурение скважины, так и на выполнение многочисленных вспомогательных операций.

Сменная производительность бурового станка $\Pi_{\text{СМ}}$ (м/смену) определяется по формуле

$$\Pi_{\text{СМ}} = K_{\text{Ц}} T_{\text{СМ}} V_{\text{T}}$$

или

$$\Pi_{\text{СМ}} = K_{\text{Ц}} T_{\text{СМ}} / (t_{\text{Б}} t_{\text{В}}) = K_{\text{Ц}} T_{\text{СМ}} / (V^{-1} t_{\text{В}}),$$

где $K_{\text{Ц}}$ — коэффициент использования нормативного времени смены (ч) для бурения за вычетом вероятных простоев станка (в среднем 0,6–0,8); V_{T} — техническая скорость бурения, м/ч; V — теоретическая скорость чистого бурения, м/ч; $t_{\text{Б}}$ — удельные затраты времени на чистое бурение, ч/м; $t_{\text{В}}$ — сумма удельных затрат времени на выполнение вспомогательных технологических операций (переезд от скважины к скважине с учетом снятия станка с домкратов, замена долота, наращивание бурового става и т.д.), ч/м.

$$V_{\text{T}} = (0,75-0,8) V.$$

Продолжительность вспомогательных операций в общем виде $T_{\text{В}}$ (ч), проводимых после подъема става из скважины и до начала бурения очередной скважины, состоит из затрат времени на:

- опускание мачты в транспортное положение (если это необходимо по технологическим соображениям) $t_{\text{ОМ}}$;
- съём станка с домкратов и подъем фартука пылесборника $t_{\text{СД}}$;
- переезд от скважины к скважине с необходимой скоростью $V_{\text{Х}} - t_{\text{Х}}$;
- постановку станка на домкраты на новой скважине $t_{\text{ПД}}$;

- подъем мачты из транспортного положения до нужного угла ее установки для бурения $t_{\text{ПМ}}$;
- замену долота $t_{3\text{Д}}$;
- замену штанги $t_{3\text{Ш}}$;
- подвод долота от центриатора ($H_{\text{Ц}}$) к поверхности уступа на уменьшенной скорости подачи $V'_{\text{ПД}}$, забуривание долота и стабилизатора на их суммарную высоту ($h_{\text{СД}} = h_{\text{Д}} + h_{\text{С}}$) на уменьшенных скорости подачи $V''_{\text{ПД}}$, оборотах долота и усилия подачи, м,

$$t_{\text{П}} = H_{\text{Ц}}/V'_{\text{ПД}} + h_{\text{СД}}/V''_{\text{ПД}},$$

где $V_{\text{ПД}}$ — скорости спуско-подъемных операций рабочего органа, м/ч; $H_{\text{Ц}}$ — расстояние от платформы станка до поверхности уступа, м; $h_{\text{СД}}$ — суммарная длина долота и наддолотного стабилизатора, м;

- наращивание става до полной глубины скважины H , м

$$t_{\text{Н}} = ((H - (H_{\text{Ц}} - h_{\text{СД}} + l_{\text{Ш}}))/l_{\text{Ш}}) t_{3\text{Ш}} =$$

$$= n \cdot t_{3\text{Ш}} = n \text{ штанг по } t_{3\text{Ш}},$$

где $l_{\text{Ш}}$ — длина штанги, м;

- демонтаж става после достижения заданной глубины скважины H , м

$$t_{\text{Д}} = n \text{ штанг по } t_{3\text{Ш}},$$

$$T_{\text{В}} = t_{\text{ОМ}} + t_{\text{СД}} + t_{\text{Х}} + t_{\text{ПД}} + t_{\text{ПМ}} + t_{3\text{Д}} + t_{3\text{Ш}} + t_{\text{П}} + t_{\text{Н}} + t_{\text{Д}}.$$

Значения $T_{\text{В}}$ различны для случаев ($l_{\text{Д}}$ — проходка на долото):

- бурения в крепких породах, когда долото меняется раньше, чем закончена проходка скважины ($l_{\text{Д}} < H$);
- бурения одним долотом многих скважин ($l_{\text{Д}} > H$);
- бурения одной штангой уступа глубиной H без наращивания ($l_{\text{Ш}} = H$ или $l_{\text{Д}} > H$).

Сумма удельных затрат времени $t_{\text{В}}$ (ч/м) на выполнение вспомогательных технологических операций при бурении одной скважины глубиной H (м) определяется по формуле

$$t_{\text{В}} = T_{\text{В}}/H.$$

Время цикла бурения одной скважины (T_B (ч) — время до начала бурения следующей):

$$T_{\text{Ц}} = T_B + H/V.$$

Месячная $\Pi_{\text{МЕС}}$ (м/мес) и годовая $\Pi_{\text{ГОД}}$ (м/год) производительности

$$\Pi_{\text{МЕС}} = \Pi_{\text{СМ}} n$$

$$\Pi_{\text{ГОД}} = \Pi_{\text{МЕС}} N \text{ или } \Pi_{\text{ГОД}} = \sum \Pi_{\text{МЕС}i},$$

где n и N — соответственно среднее число рабочих смен в календарном месяце и число рабочих месяцев в году.

Сменная производительность бурового станка по обуренной горной массе $\Pi_{\text{О.СМ}}$ (м³/смену) определяется с учетом среднего выхода горной массы (м³) с 1 м скважины в (м³/м)

$$\Pi_{\text{О.СМ}} = \Pi_{\text{СМ}} B,$$

где B — выход горной массы (м³) с 1 м скважины в (м³/м).

$$B = W/L,$$

где W — объем взорванной массы, м³; L — суммарное число метров скважин, пробуренных, заряженных и взорванных, м.

Аналогично определяются месячная и годовая производительности.

Теоретическая скорость чистого бурения

У станков вращательного бурения шарошечными долотами основными факторами, определяющими рациональный режим бурения, являются: осевая нагрузка на долото, частота его вращения и эффективность очистки забоя от буровой мелочи.

Теоретическая скорость бурения V (м/ч) определяется по формуле

$$V = 10,8 K_{\text{СК}} h n_{\text{ВР}},$$

где $K_{\text{СК}}$ — коэффициент, учитывающий уменьшение скорости бурения за счет неполного скола породы между зубьями (0,5–0,3, большая величина принимается для более мягких пород); h — глубина внедрения зуба, мм; $n_{\text{ВР}}$ — частота вращения, с⁻¹.

На практике частота вращения бурового инструмента принимается $0,5-2 \text{ с}^{-1}$ при удельном усилии $1,8-0,7 \text{ МН}$ на 1 м диаметра долота.

Интенсификация процесса бурения возможна при увеличении стойкости долота и частоты его вращения до $2,1-3,3 \text{ с}^{-1}$ и одновременном обеспечении виброустойчивости станка за счет применения наддолотных амортизаторов и принудительной смазки опор долота.

Техническая скорость бурения V_T (м/ч) скважины шарошечным долотом D (м) с осевой нагрузкой P_{OC} (МН) и частотой вращения долота n_{BP} (с^{-1}) в породах с коэффициентом крепости f и соответствующим ему пределом прочности породы при механическом способе бурения $\delta_{M.B}$ (МПа) может быть подсчитана по эмпирической зависимости

$$V_T = 400 P_{OC} n_{BP} / (n_{BP} D^2).$$

Средняя техническая скорость бурения шарошечными долотами составляет:

- в породах с коэффициентом крепости $6-16$ при $D = 0,2 \text{ м}$, $n_{BP} = 2,7-1,3 \text{ с}^{-1}$ и $P_{OC} = 0,12-0,22 \text{ МН}$ — $20,4-7,8 \text{ м/ч}$;
- в породах с коэффициентом крепости $6-20$ при $D = 0,25 \text{ м}$, $n_{BP} = 1,35 \text{ с}^{-1}$ и $P_{OC} = 0,18-0,3 \text{ МН}$ — $19,2-6 \text{ м/ч}$;
- в породах с коэффициентом крепости $12-18$ при $D = 0,32 \text{ м}$, $n_{BP} = 1,3 \text{ с}^{-1}$ и $P_{OC} = 0,45-0,55 \text{ МН}$ — $17,4-9 \text{ м/ч}$.

Расход сжатого воздуха Q ($\text{м}^3/\text{мин}$), обеспечивающий полное удаление из скважины продуктов разрушения, определяется по формулам

$$Q = F V_B = 0,25\pi V_B (D^2 - D_{Ш}^2),$$

где F — площадь затрубного пространства, м^2 ; V_B — скорость восходящего потока воздуха, м/мин ; D и $D_{Ш}$ — соответственно диаметр долота и штанги, м ;

$$Q = 7,85 \cdot 10^{-7} V_B (D^2 - d^2),$$

где D и d — соответственно диаметр скважины и штанги, м .

У станков вращательного бурения резцовыми долотами (шнекового) режим бурения определяется усилиями подачи, частотой

вращения бурового инструмента и эффективностью удаления продуктов разрушения.

Максимальная теоретическая скорость бурения V_{\max} определяется из выражения

$$V_{\max} = 3600Zn_{\text{ВР}}h,$$

где Z — число перьев долота; $n_{\text{ВР}}$ — частота вращения шнека, с^{-1} ; h — толщина стружки, м.

Величина минимального усилия подачи $P_{\text{ОС min}}$ (кН), при котором начинается объемное разрушение породы, определяется из эмпирического выражения

$$P_{\text{ОС min}} \geq 0,5\delta_{\text{М.Б}}F_3,$$

где F_3 — площадка затупления долота, см^2 (0,5–3 — нижний предел относится к бурению пород невысокой крепости, а верхний — к бурению тяжелых пород); $\delta_{\text{М.Б}}$ — предел прочности породы при механическом способе бурения, МПа:

$$\delta_{\text{М.Б}} = 0,5(\delta_{\text{СЖ}} + \delta_{\text{СК}}),$$

где $\delta_{\text{СЖ}}$ — предел прочности породы при сжатии, МПа; $\delta_{\text{СК}}$ — предел прочности породы при сколе, МПа.

Частота вращения бурового става $n_{\text{ВР}}$ (с^{-1}) определяется с учетом превышения критической частоты его вращения по условию транспортирования породы шнеком.

Техническая скорость шнекового бурения V_{T} (м/ч) долотом диаметром D (м) может быть определена по эмпирической зависимости

$$V_{\text{T}} = 400P_{\text{ОС}}n_{\text{ВР}}/(2\delta_{\text{М.Б}}^2D^2).$$

У станков ударно-вращательного бурения погружными пневмоударниками режим бурения характеризуется энергией A (кДж) единичного удара долота диаметром d (м) или ударной нагрузкой $P_{\text{У}}$ (кН), числом ударов пневмоударника Z в минуту и частотой вращения бурового става n_1 (с^{-1}), а также зависит от $\delta_{\text{М.Б}}$ (кПа), давления сжатого воздуха, полноты удаления продуктов разрушения из забоя, степени притупления угла заострения лезвий бурового долота и формы последнего.

Теоретическую скорость бурения и частоту вращения долота с учетом перечисленных выше факторов можно определить по зависимостям

$$v = 3600hn_1 = (3,6 \cdot 10^{-3} P_Y Z n h \operatorname{tg} \theta / 2) / (\pi d \delta_{\text{М.Б}} (\operatorname{tg} \alpha / 2 + \mu_1) K_3),$$

где n_1 — частота вращения бурового инструмента; h — глубина внедрения зуба, мм; P_Y — сила удара, Н; Z — частота ударов пневмоударника, с^{-1} ; n — число перьев на долоте; θ — $\approx 120^\circ$; d — диаметр инструмента, м; α — угол заострения бура, град; μ_1 — коэффициент трения бурового инструмента о породу; K_3 — коэффициент затупления долота (1,2–1,3);

$$v = (60 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4} A Z n \operatorname{tg} \theta / 2) / (\pi d^2 \delta_{\text{М.Б}} (\operatorname{tg} \alpha / 2 + \mu_1) K_3),$$

$$A = 0,5 P_Y h.$$

Техническая скорость бурения V_T (м/ч) может быть определена по формуле

$$V_T = (AZ) / (\delta_{\text{М.Б}} K_\Phi d^2) = (Z P_Y h) / (\delta_{\text{М.Б}} K_\Phi d^2),$$

где K_Φ — коэффициент, учитывающий форму бурового долота (для штыревых — 1,15; для крестовых — 1,2; для трехперых долот — 1,25).

Эксплуатационная производительность бурового станка

Сменная эксплуатационная производительность бурового станка определяется по формуле

$$Q_{\text{Б.СМ}} = t_{\text{СМ}} k_{\text{И.Б}} / (t_0 + t_{\text{В}}),$$

где $t_{\text{СМ}}$ — продолжительность смены, ч (8–12); $k_{\text{И.Б}}$ — коэффициент использования сменного времени; t_0 — продолжительность выполнения основных операций, приходящихся на 1 м скважины, мин; $t_{\text{В}}$ — продолжительность выполнения вспомогательных операций, приходящихся на 1 м скважины, мин (2–5).

$$k_{\text{И.Б}} = (t_{\text{СМ}} - (t_{\text{П.З}} + t_{\text{Р}} + t_{\text{В.П}})) / t_{\text{СМ}},$$

где $t_{\text{П.З}}$, $t_{\text{Р}}$ — продолжительность подготовительно-заключительных операций и регламентированных перерывов в течение

смены, ч ($(t_{п.з} + t_p)$ принимается (0,5–1,0) в зависимости от продолжительности смены, климатических условий и т.д.); $t_{в.п}$ — продолжительность внеплановых простоев в течение смены, ч (1,0–1,5).

$$t_0 = 1/v_B, \text{ ч,}$$

где v_B — техническая скорость бурения, м/ч.

Техническая скорость бурения станков СБР, СБШ и СБУ приведены в табл. 5.3.

Годовая эксплуатационная производительность бурового станка определяется по формуле

$$Q_{Б.Г} = Q_{СМ} n_{СМ} N,$$

Таблица 5.3

Технические скорости бурения

Буровой станок	Показатель буримости, $P_б$	Техническая скорость бурения, м/ч
СБР-125	2–3	18–22
	3–4	15–18
	4–5	8–12
СБР-160	2–3	25–30
	3–4	20–25
	4–5	14–16
2СБШ-200Н	5–6	15–16
	6–7	12–13
	7–8	9–10
	8–10	7–8
СБШ-250МН	8–10	14–15
	10–12	11–12
	12–14	9–10
	14–16	6–7
СБШ-320	10–12	12–13
	12–14	10–11
	14–16	7–8
	16–18	6–7
СБУ-125	12–14	6–7
	14–16	5–6
СБУ-160	14–16	6–7
	16–18	5–6

где $n_{\text{СМ}}$ — число рабочих смен в сутки (2–3); N — число рабочих дней станка в году (250–300).

Расчет парка буровых станков

Рабочий парк буровых станков определяется запланированным объемом горной массы, подлежащим обурированию, по формуле

$$N_{\text{Б.Р}} = V_{\text{Г.М}} / (Q_{\text{Б.Г}} q_{\text{Г.М}}),$$

где $V_{\text{Г.М}}$ — объем горной массы, подлежащий обурированию, м^3 ; $q_{\text{Г.М}}$ — выход взорванной горной массы с 1 м скважины, м^3 .

$$q_{\text{Г.М}} = (W + b(n_{\text{Р}} - 1)) h_{\text{У}} a / (n_{\text{Р}} L_{\text{С}}),$$

где W — линия сопротивления по подошве уступа, м $((40-45) \cdot d_{\text{С}}$ при легковзрываемых породах, $(35-40) \cdot d_{\text{С}}$ при породах средней взрываемости, $(25-35) \cdot d_{\text{С}}$ при трудновзрываемых породах); a — расстояние между скважинами в ряду, м; b — расстояние между рядами скважин, м $(0,85 \cdot a)$; $n_{\text{Р}}$ — число рядов скважин; $h_{\text{У}}$ — высота уступа, м; $L_{\text{С}}$ — длина скважины, м.

Расстояние между скважинами в ряду

$$a = m W,$$

где m — коэффициент сближения скважин (1,1–1,4 при легковзрываемых породах, 1,0–1,1 при породах средней взрываемости, 0,75–1,0 при трудновзрываемых породах).

Длина скважины

$$L_{\text{С}} = h_{\text{У}} + l_{\text{П}},$$

где $l_{\text{П}}$ — длина перебура, м $(10 \cdot d_{\text{С}})$.

5.3. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ БУРОВЫХ СТАНКОВ

Определение мощности и выбор двигателя вращателя станков шарошечного бурения

Разрушение породы при шарошечном бурении происходит путем внедрения зубьев шарошек в породу и скола породы при вращении шарошки по забою скважины. На рис. 5.3 показана

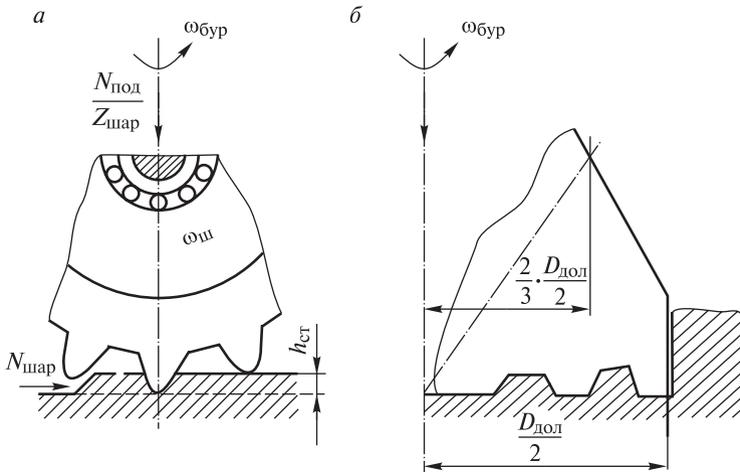


Рис. 5.3. Схема работы шарошки на забое скважины

схема работы шарошки на забое скважины. Внедрение зубьев на глубину $h_{ст}$ происходит за счет усилия подачи $N_{под}$. Определение усилий подачи — сложная, трудоемкая задача, но для станков типов СБШ и СБР оно с достаточной для инженерных расчетов точностью может быть определено по эмпирической формуле

$$N_{под} = (0,6-0,7) f_{пр} D_{дол} 10^3, \quad (5.1)$$

где $N_{под}$ — усилие подачи, Н; $f_{пр}$ — коэффициент крепости по шкале профессора М.М. Протодьяконова; $D_{дол}$ — диаметр долота, см.

Глубина внедрения зубьев шарошки в породу (толщина стружки) может быть определена по формуле

$$h_{ст} = \frac{v_{бур}}{k_{ск} z_{шар} n_{дол}}, \quad (5.2)$$

где $v_{бур}$ — скорость бурения, см/мин, принимают по табл. 5.4; $k_{ск}$ — коэффициент, учитывающий уменьшение скорости бурения из-за неполного скалывания породы между зубьями ($k_{ск} = 0,5$); $z_{шар}$ — число шарошек на долоте, принимают равным 3; $n_{дол}$ — частота вращения долота, об/мин, принимают по табл. 5.4.

Таблица 5.4

Скорости бурения шарошечными станками

Диаметр долота, см	Коэффициент крепости породы $f_{пр}$	Частота вращения долота, об/мин	Осевое усилие на долото, $H \cdot 10^4$	Механическая скорость бурения $v_{бур}$, см/мин
20	2–4	150–160	2,5–4	40
	4–6	150–160	10–12	36
	6–10	140–160	12–15	30
	10–12	120–130	16–18	25
	12–14	105–120	18–20	18
	14–16	80–110	20–32	13
25	6–10	81	18–20	25
	10–12	81	20–30	20
	12–14	81	18–20	16
	14–16	81	26–30	11
	16–20	81	18–20	8
32	10–12	80	–	18
	12–14	80	45	14
	14–16	80	50	10
	16–20	80	55	8

Примечание. Механическая скорость бурения может быть определена по сменной производительности из формулы $v_{ст} = 0,6 T_{см} v_{бур} k_{и}$, где $v_{ст}$ — производительность станка, см/смену; $T_{см}$ — продолжительность смены, мин; $v_{бур}$ — механическая скорость бурения, см/мин; $k_{и}$ — коэффициент использования станка.

При нормальной работе бурового снаряда без пробуксовок шарошки должны перекатываться по забюю, сминая породу и скалывая участки породы в сторону открытой плоскости (рис. 5.3, а). Таким образом, механизм вращателя преодолевает сопротивление от сжимающих и скалывающих усилий. Полное сопротивление, преодолеваемое механизмом вращателя,

$$N_{шар} = h_{ст} \frac{D_{дол}}{2} \sigma_{бур} z_{шар} \cdot 10^{-4}, \quad (5.3)$$

где $\sigma_{бур}$ — прочность породы при вращательном бурении, Па, принимают по табл. 5.5.

Эпюра усилий, передаваемых шарошкой на забюю, имеет форму треугольника. Поэтому при определении вращающего момента долота силу $N_{шар}$ рассматривают как приложенную на

Таблица 5.5

Характеристика горных пород по буримости

Порода	Плотность пород в целлке, $\tau/\text{м}^3$	Коэффициент крепости $f_{\text{гр}}$	Предел прочности, Па 10^3		Среднее значение прочности породы при бурении $\sigma_{\text{бур}}$, Па $\cdot 10^3$
			на сжатие $\sigma_{\text{сж}}$	на скос $\sigma_{\text{ск}}$	
Мел, каменная соль, гипс, обыкновенный мергель, каменный уголь	2,28–2,65	2–4	340–800	24–230	182–515
Обыкновенный песчаник, конгломераты, плотный мергель, известняки	2,65–2,72	4–6	800–1000	230–250	515–625
Железные руды, песчанистые сланцы, сланцевые песчаники, крепкие песчаники	2,72–2,84	6–10	1000–1400	250–320	625–860
Гранит, мрамор, доломит, колчедан, порфиры	2,84–2,89	10–12	1400–1800	320–440	860–1120
Плотный гранит, роговик	2,89–2,95	12–14	1800–2430	440–500	1120–1465
Очень крепкий гранит, кварциты, самые крепкие песчаники и известняки, роговики	2,95–3,00	14–16	2430–2720	500–520	1465–1620
Базальты, диабазы, исключительные по крепости породы	3,00–3,21	16–20	2720–3430	520–530	1620–1980

расстоянии $\frac{2}{3} \frac{D_{\text{дол}}}{2}$ от оси вращения долота (рис. 5.3, б). Тогда момент, необходимый для вращения бурового става и долота, Н·м,

$$M_{\text{шар}} = N_{\text{шар}} \frac{D_{\text{дол}}}{3} k_{\text{тр}} \cdot 10^{-2}, \quad (5.4)$$

где $k_{\text{тр}}$ — коэффициент, учитывающий трение в подшипниках шарошек и бурового става о стенки скважины, принимают равным 1,12. Мощность двигателя для привода вращателя, кВт,

$$P_{\text{шар}} = \frac{M_{\text{шар}} \omega_{\text{бур}}}{\eta_{\text{мех}}} 10^{-3}, \quad (5.5)$$

где $\omega_{\text{бур}}$ — угловая скорость долота, рад/с; $\eta_{\text{мех}}$ — КПД механизма вращателя.

Транспортирование разрушенной породы на поверхность скважины осуществляется струей сжатого воздуха от специальных компрессоров и поэтому не оказывает дополнительной нагрузки на привод вращателя.

После подстановки в равенство (5.5) выражений (5.2)–(5.4) и некоторых преобразований получим

$$P_{\text{шар}} = 0,04 \frac{D_{\text{дол}}^2 v_{\text{бур}}}{\eta_{\text{мех}}} \sigma_{\text{бур}} \cdot 10^{-4}. \quad (5.6)$$

Формула (5.6) позволяет наглядно представить зависимость величины мощности вращателя от диаметра долота $D_{\text{дол}}$, механической скорости бурения $v_{\text{бур}}$ и прочности породы $\sigma_{\text{бур}}$ при бурении станками шарошечного бурения.

После выбора или составления кинематической схемы механизма вращателя и определения его передаточного числа рассчитывают частоту вращения двигателя, об/мин,

$$n_{\text{дв}} = i n_{\text{дол}}. \quad (5.7)$$

По мощности двигателя и частоте вращения выбирают двигатель с близкими характеристиками.

Пример. Определить усилие подачи бурового инструмента и мощность двигателя привода вращателя станка шарошечного бурения при следующих условиях: диаметр шарошечного долота $D_{\text{дол}} = 25$ см; число шарошек на долоте $z_{\text{шар}} = 3$; КПД механизма

вращателя $\eta_{\text{мех}} = 0,65$. Станок предназначается для бурения скважин в крепких песчаниках и известняках, имеющих крепость $f_{\text{пр}} = 15\text{--}16$ по шкале профессора М.М. Протодыяконова.

Решение. По табл. 5.4. и 5.2 принимаем величину прочности породы при бурении $\sigma = 1620 \cdot 10^5$ Па, частоту вращения долота $n_{\text{дол}} = 81$ об/мин и механическую скорость бурения $v_{\text{бур}} = 11$ см/мин. Усилие подачи по (5.1) $N_{\text{под}} = 0,7 \cdot f_{\text{пр}} D_{\text{дол}} 10^3 - 0,7 \cdot 16 \cdot 25 \cdot 10^3 = 28 \cdot 10^4$ Н.

Соппротивление, преодолеваемое механизмом вращателя, по (5.3)

$$N_{\text{шар}} = \frac{11}{0,5 \cdot 3 \cdot 81} \cdot \frac{25}{2} \cdot 1620 \cdot 10^5 \cdot 3 \cdot 10^{-4} = 5,47 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Момент сопротивления (вращения) по (5.6)

$$M_{\text{шар}} = 5,47 \cdot 10^4 \cdot \frac{25}{3} \cdot 1,12 \cdot 10^{-2} = 0,509 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Мощность двигателя вращателя по (5.7)

$$P_{\text{шар}} = \frac{0,509 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot 80}{0,65 \cdot 30} 10^{-3} = 65 \text{ кВт.}$$

Принимаем кинематическую схему для станка СБШ с диаметром долота $D_{\text{дол}} = 25$ см и общим передаточным числом редуктора $i_{\text{пер}} = 11,05$. Тогда при заданной частоте вращения долота $n_{\text{дол}} = 81$ об/мин частота вращения двигателя $n_{\text{дв}} = i_{\text{пер}} n_{\text{дол}} = 11,05 \cdot 81 = 895$ об/мин.

В соответствии с расчетными данными выбираем для привода вращателя ближайший по мощности и номинальной частоте вращения асинхронный двигатель единой серии типа 4А280S со следующими основными параметрами: $P_{\text{ном}} = 75$ кВт;

$$n_{\text{ном}} = 985 \text{ об/мин; } \frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}} = 1,2; \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}} = 1,9.$$

Определение мощности и выбор двигателей вращателя и механизма подачи станков шнекового бурения

Разрушение породы станками шнекового бурения происходит путем смятия и скола породы резцами (рис. 5.4). При этом

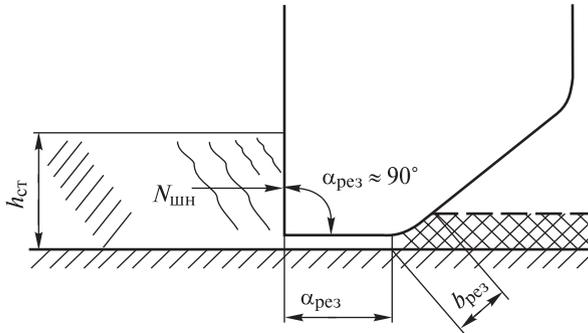


Рис. 5.4. Схема работы резца на забое скважины

подъем разрушенной породы из скважины осуществляется шнеком. Таким образом, в отличие от станков шарошечного бурения, нагрузка привода вращателя состоит в преодолении сопротивлений, связанных с разрушением породы и транспортированием ее из забоя скважины на поверхность с помощью шнека. Сопротивление, преодолеваемое механизмом вращателя при разрушении породы, можно определить по формуле

$$N_{\text{шн}} = k_{\text{кон}} z_{\text{рез}} \frac{D_{\text{кор}}}{2} h_{\text{ст}} \sigma_{\text{бур}} \cdot 10^{-4}, \quad (5.8)$$

где $k_{\text{кон}}$ — коэффициент контакта грани резца с породой, равный 0,6; $z_{\text{рез}}$ — число резцов на коронке (обычно $z_{\text{рез}} = 2$); $D_{\text{кор}}$ — диаметр коронки, см; $h_{\text{ст}}$ — толщина стружки, см; $\sigma_{\text{бур}}$ — прочность породы при вращательном бурении, принимается по табл. 5.5.

Толщина стружки, снимаемой резцами, может быть определена через скорость бурения

$$h_{\text{ст}} = \frac{v_{\text{бур}}}{z_{\text{рез}} n_{\text{шн}}}, \quad (5.9)$$

где $v_{\text{бур}}$ — скорость бурения, см/мин, принимают по табл. 5.6; $n_{\text{шн}}$ — частота вращения шнека, об/мин, принимают по табл. 5.6.

Момент сопротивления при разрушении породы резцами

$$M_{\text{рез}} = N_{\text{шн}} \frac{D_{\text{кор}}}{2} 10^{-2}. \quad (5.10)$$

Таблица 5.6

Скорости бурения шнековыми станками

Диаметр долота, см	Рекомендуемая частота вращения шнека, об/мин	Коэффициент крепости породы $f_{пр}$	Механическая скорость бурения, см/мин	Максимальная глубина бурения, м
12,5	220	2–4	100–60	25
	220	4–6	60–20	25
16,0	200	2–4	100–60	24
	200	4–6	60–20	24
	200	6–8	20–14	24

После подстановки выражений (5.8) и (5.9) в (5.10) получим

$$M_{раз} = 0,15 \frac{D_{кор}^2}{n_{шн}} v_{бур} \sigma_{бур}. \quad (5.11)$$

Момент сопротивления при вращении заполненного разрушенной породой шнека и транспортировании породы приближенно может быть определен по формуле

$$M_T = 0,25 D_{кор}^3 L_{шн} \frac{\gamma}{k_p} 10^{-5}, \quad (5.12)$$

где $L_{шн}$ — максимальная длина шнека, м; γ — плотность породы в целике; k_p — коэффициент разрыхления, принимается равным 1,1–1,2.

Полный момент сопротивления, преодолеваемый приводом вращателя,

$$M_{шн} = M_{раз} + M_T. \quad (5.13)$$

Мощность двигателя привода вращателя

$$P_{шн} = \frac{M_{шн} \omega_{шн}}{\eta_{шн}} 10^{-3}, \quad (5.14)$$

где $\omega_{шн}$ — угловая скорость шнека, рад/с; $\eta_{шн}$ — КПД механизма вращателя.

Мощность двигателя механизма подачи

$$P_{под} = \frac{N_{под} v_{под}}{\eta_{под}} 10^{-3}, \quad (5.15)$$

где $N_{\text{под}}$ — усилие подачи, определяемое по (5.1), Н; $v_{\text{под}}$ — максимальная скорость подачи шнека на забой, м/с; $\eta_{\text{под}}$ — КПД механизма подачи.

После выбора или составления кинематической схемы механизмов вращения и подачи и определения передаточного числа редукторов рассчитывают частоту вращения двигателей по формуле, аналогичной (5.7). По мощности двигателей, вычисленной по (5.14) и (5.15), и расчетной частоте вращения выбирают двигатели с близкими характеристиками.

При использовании механизмов подачи с канатной передачей диаметр каната d_k определяют по табл. 5.7 с учетом 4,5–5,5-кратного запаса прочности по разрывному усилию. Диаметр барабана и частоту его вращения вычисляют соответственно по формулам

Таблица 5.7

Характеристики канатов, используемых на экскаваторах

Механизм	Обозначение, ГОСТ	Диаметр каната, мм	Разрывное усилие, Н · 10 ⁴
Подъемный	28-Г-В-О-Н-180, 7669-80	28	44,25
	39-Г-В-О-Н-180, 7669-80	39	95,75
	45,5Г-В-О-Н-180, 7669-80	45,5	132,5
	52-Г-В-О-Н-180, 7669-80	52	174,5
	57-Г-В-О-Н-170, 7669-80	57	196,5
	ЧМРТУ/НИИМЕТИЗ	64	300,0
Напорный (напор ковша и возврат ковша)	28-Г-В-О-Н-180, 7669-80	28	44,25
	39-Г-В-О-Н-180, 7669-80	39	95,75
	45,5Г-В-О-Н-180, 7669-80	45,5	132,5
	52-Г-В-О-Н-180, 7669-80	52	174,5
Тяговый	45,5Г-1-О-Н-170, 7669-80	45,5	132,5
	52-Г-1-Н-О-170, 7669-80	52	174,5
	57-Г-В-Л-О-Н-170, 7669-80	57	196,5
	ЧМРТУ/НИИМЕТИЗ	70	380,0
Буровых станков	6,4-Г-1-Н-О-180, 3077-80	6,4	2,285
	9,2-Г-1-Н-О-170, 3077-80	9,2	4,93
	11,5-Г-Н-170, 3077-80	11,5	7,175
	12,5-Г-1-Н-170, 7669-80	12,5	10,2
	13,5-Г-1-1-О-Н-160, 3071-74	13,5	11,85
	14,5-Г-1-Н-170, 7669-80	14,5	13,5
	17-Н-170-1, 3079-80	17	15,4
	19,5-Г-1-Н-О-170, 3077-80	19,5	20,15

$$D_{\text{бар}} = 16d_{\text{к}}; \quad (5.16)$$

$$n_{\text{бар}} = \frac{60v_{\text{бар}}}{\pi D_{\text{бар}}}. \quad (5.17)$$

Пример. Определить мощность и выбрать двигатели приводов вращателя и механизма подачи станка шнекового бурения при следующих условиях: диаметр коронки $D_{\text{кор}} = 12,5$ см; число резцов воронки $z_{\text{рез}} = 2$; максимальная скорость подачи шнека на забой $v_{\text{под}} = 0,04$ м/с; КПД механизма вращателя $\eta_{\text{шн}} = 0,65$; КПД механизма подачи $\eta_{\text{под}} = 0,55$. Станок предназначен для бурения скважин в апатитах и песчаниках, имеющих крепость $f_{\text{пр}} = 4$ по шкале профессора М.М. Протодияконова.

Решение. Принимаем прочность породы при бурении $\sigma_{\text{бур}} = 515 \cdot 10^5$ Па, плотность породы в целике $\gamma = 2,65$ т/м³, частоту вращения шнека с коронкой $n_{\text{шн}} = 220$ об/мин, механическую скорость бурения $v_{\text{бур}} = 60$ см/мин, коэффициент разрыхления породы $k_p = 1,15$.

Соппротивление, преодолеваемое механизмом вращателя при разрушении породы, по формулам (5.8) и (5.9)

$$N_{\text{шн}} = 0,6 \cdot 2 \cdot \frac{60}{2 \cdot 220} \cdot \frac{12,5}{2} 10^{-4} \cdot 515 \cdot 10^5 = 0,44 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Момент сопротивления из выражения (5.10)

$$M_{\text{раз}} = 0,44 \cdot 10^4 \cdot \frac{12,5}{2} 10^{-2} = 0,0275 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Момент, необходимый для транспортирования разрыхленной породы из забоя скважины на поверхность, по формуле (5.12)

$$M_{\text{т}} = 0,25 \cdot 12,5^3 \cdot 2500 \cdot \frac{2,65}{1,15} 10^{-5} = 0,0290 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Полный момент сопротивления (вращения) $M_{\text{шн}} = M_{\text{раз}} + M_{\text{т}} = (0,0275 + 0,02290) 10^4 = 0,0565 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

Мощность двигателя для привода вращателя по (5.14)

$$P_{\text{шн}} = \frac{0,0565 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot 220}{0,65 \cdot 30} 10^{-3} = 20 \text{ кВт.}$$

Выбираем кинематическую схему механизма вращателя станка СБР с передаточным числом редуктора $i_{вр} = 6,6$. Тогда при заданной частоте вращения шнека частота вращения двигателя $n_{дв} = 6,6 \cdot 220 = 1450$ об/мин.

Выбираем ближайший по мощности и частоте вращения двигатель единой серии типа 4A180S со следующими основными параметрами:

$$P_{ном} = 22 \text{ кВт}; \quad n_{ном} = 1450 \text{ об/мин};$$

$$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}} = 1,2; \quad \frac{M_{max}}{M_{ном}} = 2,0.$$

По формуле (5.1) усилие подачи $N_{под} = 0,6 \cdot 4 \cdot 12,5 \cdot 10^3 = 3 \cdot 10^4$ Н. Тогда мощность двигателя механизма подачи по (5.15)

$$P_{под} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 0,04}{0,55} 10^{-3} = 2,2 \text{ кВт}.$$

Выбираем кинематическую схему механизма подачи с двумя барабанами. При двухбарабанной лебедке усилие, приходящееся на каждую ветвь каната,

$$N'_{под} = \frac{N_{под}}{2} = \frac{3 \cdot 10^4}{2} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

При запасе прочности каната 4,5 разрывное усилие $N_{раз} = 4,5 \cdot N'_{под} = 4,5 \cdot 1,5 \cdot 10^4 = 6,75 \cdot 10^4$ Н.

По табл. 5.7 принимаем диаметр каната $d_k = 11,5$ мм. По формулам (5.16) и (5.17) вычисляем диаметр барабана лебедки и частоту его вращения: $D_{бар} = 16 \cdot 11,5 = 184$ мм, или 0,184 м;
 $n_{бар} = \frac{60 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 0,184} = 4,2$ об/мин.

Требуемая частота вращения двигателя $n_{дв} = in_{бар} = 78,5 \cdot 2,36 \cdot 4,2 = 780$ об/мин (где передаточное число редуктора и цепной передачи 785).

Выбираем двигатель типа 4A112MA со следующими основными параметрами: $P_{ном} = 3,0$ кВт; $n_{ном} = 950$ об/мин;

$$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}} = 2,0; \quad \frac{M_{max}}{M_{ном}} = 2,2.$$

Определение мощности и выбор двигателей ходовых механизмов буровых станков

Режим работы и характер нагрузок гусеничного ходового оборудования буровых станков аналогичен характеру и режимам работы гусеничного ходового оборудования одноковшовых экскаваторов малой и средней мощности. Особенность гусеничного хода всех типоразмеров СБШ и СБР — наличие индивидуального привода для каждой гусеницы.

Вес бурового станка приближенно может быть определен по эмпирической формуле

$$G_{ст} = k_{бур} N_{под} \sqrt{D_{д.к}}, \quad (5.18)$$

где $k_{бур}$ — опытный коэффициент зависимости веса буровых станков от усилия подачи и диаметра долота или коронки; $N_{под}$ — усилие подачи бурового инструмента, Н; $D_{д.к}$ — диаметр долота или коронки.

Коэффициент $k_{бур}$ для станков типа СБШ при усилиях подачи $(20-30)10^4$ Н принимают равным 0,142–0,145, а при усилиях подачи $(35-60)10^4$ Н соответственно 0,148–0,150. Для станков типа СБР $k_{бур} = 0,16$.

После выбора или составления кинематической схемы ходового механизма и вычисления по (5.7) частоты вращения двигателя выбирают двигатель с близкими к расчетным мощностью в длительном режиме и частотой вращения.

Часто для привода гусеничного хода применяют двигатели в крановом исполнении для работы в повторно-кратковременном режиме с коэффициентами продолжительности включения $ПВ = 25\%$ или $ПВ = 40\%$. В этом случае для перерасчета мощности двигателя, соответствующей повторно-кратковременному режиму, на допустимую мощность длительного режима работы двигателя можно воспользоваться приближенной формулой

$$P_{дл} = P_{пв} \sqrt{\frac{ПВ}{100}}. \quad (5.19)$$

Пример. Определить мощность и выбрать двигатель для гусеничного ходового механизма станка шарошечного бурения при следующих условиях: $D_{дол} = 25$ см, усилие подачи бурового

инструмента $N_{\text{под}} = 28 \cdot 10^4$ Н; скорость передвижения по горизонтальной поверхности $v_{\text{г.п}} = 0,165$ м/с, при передвижении по наклонной плоскости на подъем $v_{\text{г.п}} = 0,15$ м/с.

Решение. Определим вес и массу станка по (5.18):

$$G_{\text{ст}} = 0,145 \cdot 28 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{250} = 64 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$m_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{ст}}}{\Pi} = \frac{64 \cdot 10^4}{9,81} = 65 \text{ т.}$$

Тяговое усилие при передвижении станка по горизонтальной поверхности $F_{\text{т.г}} = 0,142 \cdot 64 \cdot 10^4 = 9,1 \cdot 10^4$ Н.

Тяговое усилие при передвижении на подъем при максимальном угле подъема 12° $F_{\text{т.г}} = 0,35 \cdot 64 \cdot 10^4 = 22,5 \cdot 10^4$ Н.

Мощность двигателей при работе в длительном режиме

$$P_{\text{т.г}} = \frac{9,1 \cdot 10^4 \cdot 0,165}{0,7} = 21 \text{ кВт.}$$

При двух гусеницах мощность двигателя привода каждой гусеницы

$$P'_{\text{т.г}} = \frac{P_{\text{т.г}}}{2} = \frac{21}{2} = 10,5 \text{ кВт.}$$

Мощность двигателей при работе в кратковременном режиме

$$P_{\text{т.п}} = \frac{F_{\text{т.п}} v_{\text{п.х}}}{\eta_{\text{г.х}}} 10^3 = \frac{22,5 \cdot 10^4 \cdot 0,15}{0,7} 10^3 = 49 \text{ кВт.}$$

Мощность одного двигателя

$$P'_{\text{т.п}} = \frac{P_{\text{т.п}}}{2} = \frac{49}{2} = 24,5 \text{ кВт.}$$

Выбираем кинематическую схему ходового механизма с передаточным числом $i_p = 210$. Тогда частота вращения двигателя $n_{\text{дв}} = i_p n_{\text{в.к}} = 210 \cdot 3,14 = 660$ об/мин.

При этом частота вращения и диаметр ведущего колеса гусеницы

$$n_{\text{в.к}} = \frac{60 v_{\text{г.г}}}{\pi D_{\text{в.к}}} = \frac{60 \cdot 0,165}{3,14 \cdot 1} = 3,14 \text{ об/мин};$$

$$D_{в.к} = k\sqrt[3]{m_{ст}} = 0,25\sqrt[3]{65} = 1 \text{ м.}$$

Для привода каждой гусеницы выбираем двигатель МТКМ-412-8 со следующими основными параметрами: $P_{ном} = 16$ кВт; ПВ = 40%; $n_{ном} = 705$ об/мин.

Мощность принятого двигателя в длительном режиме

$$P_{дл} = P_{пв} \sqrt{\frac{40}{100}} = 16 \sqrt{\frac{40}{100}} = 10,1 \text{ кВт.}$$

Коэффициент механической перегрузки

$$k_{мех} = \frac{24,5}{10,1} = 2,4.$$

Допустимое время перегрузки двигателя

$$t_{п.д} = 180 \ln \frac{2,4^2}{2,4^2 - 1} \cong 40 \text{ мин.}$$

Из сравнения расчетных мощностей с мощностями выбранного двигателя в длительном и кратковременном режимах можно видеть, что двигатель МТКМ-412-8 отвечает всем требованиям при условии его работы в режиме перегрузки не более 40 мин.

Определение мощности и выбор двигателей для привода компрессоров станков СБШ

В станках шарошечного бурения буровая мелочь из скважин удаляется путем продувки скважины сжатым воздухом.

Пневматическое транспортирование буровой мелочи при шарошечном бурении осуществляется по следующей схеме: воздух от компрессора под давлением $(6-7) \cdot 10^5$ Па подается во внутренний канал буровой штанги, откуда поступает к забюю и далее выходит по кольцевому зазору между штангой и стенками скважины со скоростью 18–20 м/с.

Вынос породы из скважины происходит вследствие того, что давление восходящей струи воздуха $(2-3) \cdot 10^5$ Па на частицы породы превышает их вес. Скорость воздуха, при которой его давление на частицу равно ее весу, называется скоростью вита-

ния. В этом случае частицы породы находятся во взвешенном состоянии.

Расход воздуха $Q_{\text{воз}}$ ($\text{м}^3/\text{мин}$) зависит от объема разбуренной породы в минуту и может быть определен по формуле

$$Q_{\text{воз}} = 15\pi D_{\text{скв}}^2 v_{\text{бур. max}} \varepsilon_{\text{воз}}, \quad (5.20)$$

где $D_{\text{скв}}$ — диаметр скважины, м; $v_{\text{бур. max}}$ — максимальная скорость бурения, м/мин; $\varepsilon_{\text{воз}}$ — удельный расход воздуха на 1 м^3 буровой мелочи, равный $80\text{--}150 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Производительность компрессоров для буровых станков выбирают в 2–3 раза больше, чем расход воздуха согласно формуле (5.20), так как возможны большие утечки воздуха по трещинам при бурении трещиноватых пород.

Мощность двигателя для компрессоров $P_{\text{ком}}$ (кВт) буровых станков можно вычислить по формуле

$$P_{\text{ком}} = k_{\text{зап}} \frac{Q_{\text{воз}} w_{\text{сж}}}{60 \eta_{\text{ком}} \eta_{\text{пер}}} 10^{-3}, \quad (5.21)$$

где $k_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса мощности электродвигателя, принимаемый равным 1,1–1,25; $w_{\text{сж}}$ — работа, затрачиваемая на сжатие 1 м^3 засасываемого компрессором воздуха давлением p_1 до давления, создаваемого компрессором, p_2 , Дж/м³; $\eta_{\text{ком}} \eta_{\text{пер}}$ — КПД соответственно компрессора (0,6–0,7) и передачи (0,92–0,95).

Работа, затрачиваемая на сжатие 1 м^3 воздуха с давления p_1 до давления p_2 , может быть определена по формуле

$$w_{\text{сж}} = 2,303 p_1 \lg \frac{p_2}{p_1} 10^5. \quad (5.22)$$

Установлено, что средняя величина расхода воздуха для очистки скважин составляет для станков 2СБШ-200, СБШ-250 и СБШ-320 соответственно 20, 18 и 40 м³/мин. Пневматические системы удаления разбуренной породы, как правило, укомплектовывают стандартным оборудованием. В последние годы все чаще используют винтовые компрессоры ВК-11 производительностью 25 м³/мин при давлении воздуха $7 \cdot 10^5$ Па вместо поршневых и ротационных.

Пример. Определить мощность и выбрать двигатель для компрессора станка шарошечного бурения со следующими параметрами: диаметр буримой скважины $D_{\text{скв}} = 0,2$ м, скорость бурения скважины $v_{\text{бур. max}} = 0,067$ м/с, удельный расход воздуха на 1 м³ буровой мелочи $\epsilon_{\text{воз}} = 100$ м³/мин, давление воздуха на выходе из компрессора $7 \cdot 10^5$ Па, коэффициенты полезного действия компрессора $\eta_{\text{ком}} = 0,60$, передачи $\eta_{\text{пер}} = 0,92$.

Решение. Расход воздуха определяем по формуле (5.20)
 $Q_{\text{воз}} = 15 \cdot 3,14(0,2)^2 \cdot 0,067 \cdot 100 = 12,6$ м³/мин.

С учетом возможных утечек воздуха через трещины в скважинах принимаем $Q'_{\text{воз}} = 2 \cdot 12,6 = 25,2$ м³/мин.

Мощность двигателя для привода компрессора находим по формуле (5.21)

$$P_{\text{ком}} = 1,25 \frac{25,2 \cdot 1,97 \cdot 10^5}{60 \cdot 0,60 \cdot 0,92} 10^{-3} = 186 \text{ кВт.}$$

Здесь $w_{\text{сж}} = 2,303 \cdot 1 \cdot \lg 7 \cdot 10^5 = 1,97 \cdot 10^5$ Дж/м³. Для привода компрессора выбираем двигатель 4АН355S с короткозамкнутым ротором в защищенном исполнении с основными параметрами: $P_{\text{ном}} = 200$ кВт; $n_{\text{синхр}} = 100$ об/мин; $\lambda_{\text{max}} = 1,9$; $\lambda_{\text{пуск}} = 1,0$.

Определение мощности и выбор двигателя для привода станка ударно-канатного бурения

Станки ударно-канатного бурения предназначены для бурения скважин по породам любой крепости на глубину до 300 м. В прошлом их широко применяли на открытых горных работах. Однако из-за ограниченных возможностей увеличения их производительности (малое — 50–56 — число ударов инструмента в минуту, небольшая высота подъема бурового снаряда в пределах 0,6–1,2 м и небольшая масса снаряда) в настоящее время применяются там, где требуется бурение скважин на глубину более 50 м по породам любой крепости.

Разрушение породы при ударно-канатном бурении происходит в результате удара рабочего инструмента о забой скважины. Работа $A_{\text{к.у}}$ (Дж), затрачиваемая на подъем рабочего инструмента-снаряда, определяется по формуле

$$A_{\text{к.у}} = G_{\text{сн}} h_{\text{под}}, \quad (5.23)$$

где $G_{\text{сн}}$ — вес снаряда, Н; $h_{\text{под}}$ — высота подъема снаряда над забоем скважины, м.

Время подъема (с) снаряда на высоту $h_{\text{под}}$ может быть определено через угол поворота кривошинного пальца из крайнего верхнего положения в крайнее нижнее положение ($\alpha_{\text{кр}} \approx 180^\circ$) и число ударов снаряда в минуту $n_{\text{удар}}$ по формуле

$$t_{\text{под}} = \frac{\alpha_{\text{кр}} 60}{360 n_{\text{удар}}} = \frac{180 \cdot 60}{360 n_{\text{удар}}} = \frac{30}{n_{\text{удар}}}. \quad (5.24)$$

Во время бурения в скважину подливают воду.

Находящаяся во взвешенном состоянии разрушенная порода образует с водой пульпу, которую периодически удаляют из скважины специальным инструментом — желонкой.

Время (с) свободного падения снаряда в пульпе может быть определено по формуле

$$t_{\text{пад}} = \sqrt{\frac{2h_{\text{пад}}}{i_{\text{пад}}}}, \quad (5.25)$$

где $i_{\text{пад}}$ — среднее значение ускорения при падении снаряда в пульпе, принимаемое равным $5,7 \text{ м/с}^2$. Одно из условий нормальной работы станка — равенство времени поворота кривошинного пальца (или подъема снаряда) времени свободного падения снаряда в пульпе:

$$\frac{30}{n_{\text{удар}}} = \sqrt{\frac{2h_{\text{пад}}}{i_{\text{пад}}}}. \quad (5.26)$$

При $i_{\text{пад}} = 5,7 \text{ м/с}^2$ имеем

$$\sqrt{h_{\text{под}}} \cong \frac{50}{n_{\text{удар}}}. \quad (5.27)$$

Мощность двигателя привода ударно-канатного станка $P_{\text{удар}}$ (кВт) определяют с учетом условий подъема снаряда по следующей формуле

$$P_{\text{удар.к}} = \frac{\lambda_{\text{пр}} A_{\text{ку}}}{t_{\text{под}} \eta_{\text{удар.к}}} 10^{-3}, \quad (5.28)$$

где $\lambda_{\text{пр}}$ — коэффициент, учитывающий увеличение мощности, необходимой для устранения прихватов снаряда к забою, равный $1,1-1,2$; η — КПД станка, равный $0,70-0,75$.

В станках ударно-канатного бурения привод однодвигательный. Посредством механических передач движение от двигателя привода подъема бурового снаряда передается на привод передвижения станка и привод желонки.

Пример. Определить мощность и выбрать двигатель для привода станка ударно-канатного бурения, имеющего снаряд массой $m_{\text{сн}} = 3000$ кг и обеспечивающего подъем снаряда на высоту $h_{\text{под}} = 1,0$ м.

Решение. Вес снаряда $G_{\text{сн}} = 9,81 \cdot 3000 = 2,95 \cdot 10^4$ Н.

Время подъема снаряда по формуле (5.25)

$$t_{\text{под}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,0}{5,7}} = 0,60 \text{ с.}$$

Мощность двигателя по формулам (5.23) и (5.28)

$$P_{\text{удар.к}} = \frac{1,1 \cdot 2,95 \cdot 10^4 \cdot 1,0}{0,60 \cdot 0,72} 10^{-3} \cong 75 \text{ кВт.}$$

Разрывные усилия для выбора каната $N_{\text{раз.к}} = 5,5 \cdot 1,1 \cdot 2,95 \cong 19 \cdot 10^4$ Н.

Выбираем канат для буровых станков $d_{\text{к.у}} = 19,5$ мм.

Диаметр барабана для подъема снаряда (5.16)

$$D_{\text{бур.к.у}} = 16d_{\text{к.у}} = 16 \cdot 19,5 = 315 \text{ мм} \cong 0,32 \text{ м.}$$

Скорость подъема бурового снаряда

$$v_{\text{под}} = \frac{1}{0,60} = 1,65 \text{ м/с.}$$

Частота вращения барабана подъемного механизма бурового снаряда

$$n_{\text{бар.б.с}} = \frac{60 \cdot 1,65}{3,14 \cdot 0,32} \cong 100 \text{ об/мин.}$$

Кинематическая схема привода станков ударно-канатного бурения состоит из ременных и шестеренных передач, обеспечивающих общие передаточные числа $i_{\text{пер}} \cong 9$.

Выбираем асинхронный двигатель 4АН250М с короткозамкнутым ротором защищенного исполнения с синхронной частотой вращения $n_{\text{с}} = 1000$ об/мин и номинальной мощностью $P_{\text{ном}} = 75$ кВт.

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ КРИТЕРИЙ БУРОВОГО СТАНКА

Для оценки уровня эксплуатации буровых станков необходимо иметь меру, на основании которой можно количественно оценить выполнение ими заданной функции, т.е. нужно иметь функциональный критерий машины, соответствующий ее основному назначению.

Существует общая для всех изделий структурная формула определения функционального критерия, вытекающая из подобия процессов, выполняемых различными по конструкции машинами одного функционального назначения. Различают теоретический, технический и эксплуатационный функциональные критерии.

Теоретический функциональный критерий представляет собой наибольшее достижимое значение интенсивности выполнения машиной своей функции при непрерывной работе с номинальными параметрами в расчетных условиях эксплуатации.

Технический функциональный критерий представляет собой наибольшее достижимое значение интенсивности выполнения машиной своей функции при технически возможной непрерывности работы и достигнутой надежности в расчетных условиях эксплуатации.

Эксплуатационный функциональный критерий представляет собой наибольшее достижимое значение интенсивности выполнения изделием своей функции с учетом организационно-технических неполадок, а также надежности взаимосвязанных изделий в конкретных условиях эксплуатации.

Главным назначением бурового станка является создание скважин в горном массиве. Функциональный критерий отсюда выражается совокупностью функциональных мощностей, расходуемых на вращение бурового става и создание осевого усилия подачи его на забой скважины. В связи с тем, что между

указанными функциональными сущностями бурового станка имеется неразрывная технологическая связь, то разделение их практически нецелесообразно.

Исходя из этого функциональный критерий может быть выражен зависимостью от производительности бурового станка в конкретных условиях эксплуатации, времени бурения технологической скважины (определенной глубины) и затраченной при этом энергии.

Объем разрушенной породы и время бурения скважины определяются ее глубиной и диаметром.

Затрачиваемая энергия может быть рассчитана на основании суммарной мощности главных приводов (вращения бурового става, создания осевого усилия на забой и удаления буровой мелочи из скважины, т.е. мощности компрессора) и времени производительной работы бурового станка.

Формула предлагаемого функционального критерия бурового станка имеет вид

$$\lambda = (N_{\text{ВР}} + N_{\text{ПОД}} + N_{\text{КОМ}}) \cdot t / (h_{\text{СКВ}} d_{\text{СКВ}}),$$

где $N_{\text{ВР}}$, $N_{\text{ПОД}}$, $N_{\text{КОМ}}$ — мощность приводов бурового станка соответственно вращателя, подачи и компрессора, кВт; t — время бурения скважины, с; $h_{\text{СКВ}}$ — глубина скважины, м; $d_{\text{СКВ}}$ — диаметр скважины, м.

Размерность функционального критерия ($\text{Дж}/\text{м}^3$) характеризует количество затраченной работы при разрушении одного кубометра породы и представляет собой наибольшее достижимое значение интенсивности выполнения изделием своей функции с учетом организационно-технических простоев. Такое допущение вполне правомочно, поскольку позволяет учитывать надежность буровых станков в конкретных условиях эксплуатации.

Конечная формула имеет вид

$$\lambda = A/Q,$$

где A — работа при разрушении породы, Дж; Q — объем разрушенной породы, м^3 .

Именно такая удельная величина позволяет достаточно объективно оценивать эффективность функционирования бурового станка и степень технического совершенства его приводов.

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Многие детали машин (например, валы, вращающиеся оси, зубчатые колеса, пружины и т.п.) в процессе работы испытывают напряжения, циклически изменяющиеся во времени. При этом переменные напряжения возникают как при действии на деталь переменной нагрузки, так и при действии постоянной нагрузки, если деталь изменяет свое положение по отношению к этой нагрузке. Простейший пример такого рода деталей — вращающаяся ось, нагруженная постоянной силой F (рис. 7.1, а). Под действием силы F ось изгибается и в нижней точке поперечного сечения возникают наибольшие напряжения растяжения, а в верхней точке — наибольшие напряжения сжатия. При вращении оси каждая точка сечения будет попеременно оказываться то в растянутой, то в сжатой зонах.

Нормальное напряжение в произвольной точке A (рис. 7.1, б) контура некоторого поперечного сечения такой оси

$$\sigma_A = (M_{и}/I_z)y_A,$$

где $M_{и}$ — изгибающий момент; I_z — момент инерции сечения относительно оси z .

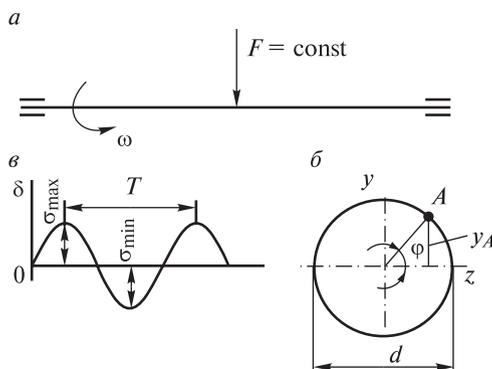


Рис. 7.1. Вращающаяся ось

Расстояние y_A от точки А до нейтральной оси меняется во времени по закону

$$y_A = (d/2) \sin \varphi = (d/2) \sin \omega t,$$

где ω — угловая скорость вращения оси. Следовательно,

$$\sigma_A = \frac{M_{и}}{I_z} \frac{d}{2} \sin \omega t.$$

Таким образом, нормальное напряжение в сечениях оси изменяется во времени по синусоидальному закону (рис. 7.1, в), т.е. периодически, через определенный период цикла (период времени) T , пройдя через ряд значений, возвращается к исходному значению.

Совокупность последовательных значений напряжений за один период их изменения называют циклом напряжений (рис. 7.2).

Минимальное и максимальное напряжения цикла обозначим соответственно через σ_{\min} и σ_{\max} . Их отношение называется коэффициентом асимметрии цикла:

$$R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}. \quad (7.1)$$

В случае, когда $\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$, $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = -\sigma_{\max}/\sigma_{\min} = -1$, цикл называется симметричным (рис. 7.3, а). Во всех остальных случаях цикл называется асимметричным (рис. 7.2). Если $\sigma_{\min} = 0$, $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = 0$, цикл называется отнулевым (рис. 7.3, б). Циклы, имеющие одинаковые коэффициенты асимметрии, называются подобными.

Любой цикл переменных напряжений характеризуется следующими параметрами: максимальным σ_{\max} и минимальным σ_{\min}

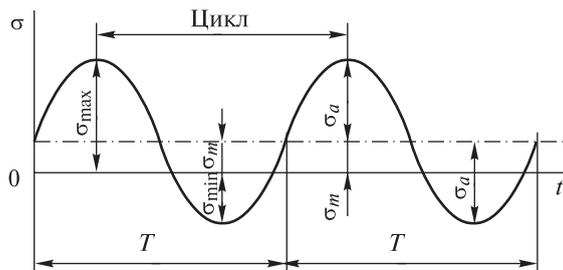


Рис. 7.2. Цикл напряжения

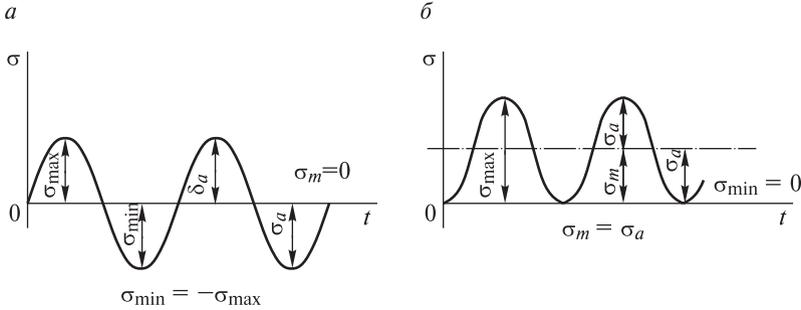


Рис. 7.3. Циклы напряжений:

a — симметричный; *b* — отнулевой циклы напряжения

напряжениями; средним напряжением цикла σ_m и амплитудой напряжений цикла σ_a . Среднее напряжение цикла σ_m — это алгебраическая полусумма максимального и минимального напряжений цикла. При симметричном цикле напряжений

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = (\sigma_{\max} + (-\sigma_{\max}))/2 = 0. \quad (7.2)$$

При нулевом цикле напряжений

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max}/2. \quad (7.3)$$

Амплитуда напряжений цикла σ_a — это алгебраическая полуразность максимального и минимального напряжений цикла. При симметричном цикле напряжений

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = (\sigma_{\max} - (-\sigma_{\max}))/2 = \sigma_{\max}. \quad (7.4)$$

При нулевом цикле напряжений

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max}/2. \quad (7.5)$$

В случае переменных касательных напряжений остаются в силе все приведенные выше определения и соотношения с заменой σ на τ .

Факторы, влияющие на предел выносливости

При расчете деталей правильной цилиндрической или призматической формы напряжения в поперечных сечениях определяются по формулам: $\sigma = F/A$ — при растяжении; $\sigma = M_n/W_z$ — при

изгибе; $\tau = M_k/W_p$ — при кручении. Эти напряжения называют номинальными. В большинстве случаев детали машин имеют сложную форму. Это не позволяет ограничиваться расчетом их по номинальным напряжениям, так как остается невыясненным вопрос о действительном напряженном состоянии детали.

Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что в области резких изменений в форме деталей возникают местные напряжения, значительно превышающие номинальные. Явление возникновения местных напряжений принято называть концентрацией (т.е. сосредоточением) напряжений, а причины, их вызывающие (отверстия, надрезы, галтели, шпоночные пазы, кольцевые канавки, посадки деталей с натягом, шлицы, резьба и т.п.), — концентраторами напряжений.

На рис. 7.4, а показано распределение напряжений в поперечном сечении, проходящем через надрезы в растянутой пластине. Наибольшие напряжения $\sigma_{\text{наиб}}$ возникают у краев надрезов и они значительно превышают номинальные. Концентрация напряжений имеет резко выраженный местный характер, поскольку с удалением от концентратора напряжения быстро падают. Она зависит от вида и геометрических размеров концентратора (от толщины, ширины и глубины

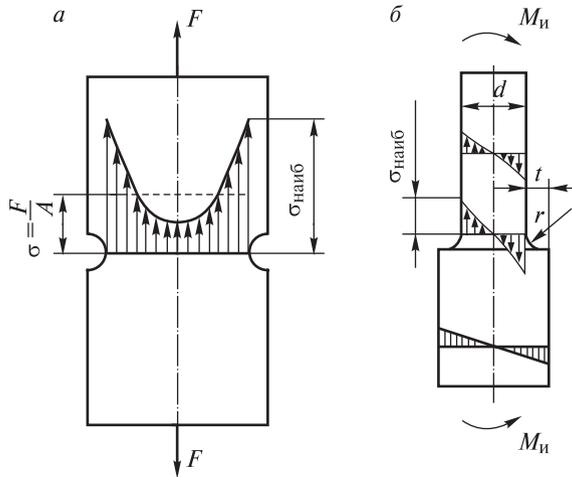


Рис. 7.4. Распределение напряжений

надрезов пластины). При изгибе ступенчатого вала (рис. 7.4, б) в зоне галтели возникает концентрация напряжений, значение которой зависит в первую очередь от радиуса закругления r . При посадке подшипника качения на вал с натягом (рис. 7.5) в кольце подшипника и цапфе вала возникает концентрация напряжений. При этом наибольшее их значение будет у краев напрессованного кольца. На рис. 7.6 показана концентрация напряжений в зоне шпоночного паза.

Влияние концентрации напряжений на прочность деталей зависит не только от геометрической формы концентратора, но и от характера нагружения материала. Прочность деталей из пластичных материалов при статическом нагружении практически не зависит от концентрации напряжений и при расчетах не учитывается. Это объясняется тем, что при увеличении нагрузки рост наибольших местных напряжений при достижении предела текучести σ_T приостанавливается вследствие местной текучести материала, а в остальной части поперечного сечения напряжения будут возрастать. Следовательно, пластичность материала способствует выравниванию напряжений. Когда напряжения достигнут σ_T по всему сечению, их распределение можно считать равномерным. Для хрупких материалов при статическом нагружении концентрация напряжений приводит к снижению прочности, так как отсутствует фактор, смягчающий влияние концентрации напряжений, а именно текучесть материала.

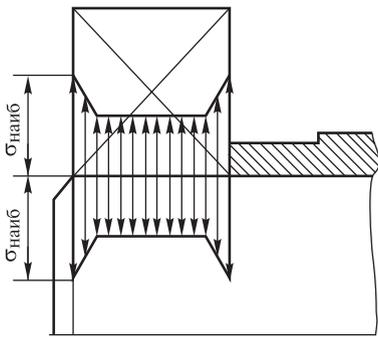


Рис. 7.5. Концентрация напряжения в кольце подшипника и цапфе вала

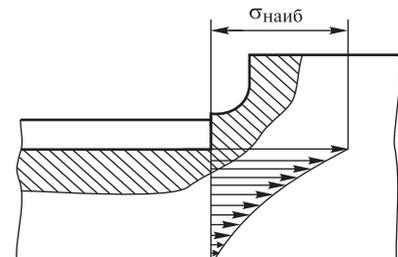


Рис. 7.6. Концентрация напряжений в зоне шпоночного паза

При переменных напряжениях концентрация напряжений снижает предел выносливости деталей как из пластичных, так и из хрупких материалов. Это объясняется тем, что многократное изменение напряжений в зоне концентратора напряжений приводит к образованию и дальнейшему развитию трещины с последующим усталостным разрушением детали. Снижение предела выносливости при симметричном цикле напряжений оценивают эффективным (т.е. действительным) коэффициентом концентрации напряжений, который кроме геометрической формы деталей отражает свойства материала, или, как говорят, его чувствительность к местным напряжениям.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений K_{σ} (K_{τ}) определяется опытным путем и представляет собой отношение предела выносливости образца без концентрации напряжений (σ_{-1}) к пределу выносливости образца тех же размеров, но имеющего заданный концентратор напряжений ($\sigma_{-1д}$):

$$K_{\sigma} = \sigma_{-1}/\sigma_{-1д}; K_{\tau} = \tau_{-1}/\tau_{-1д}.$$

Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} приведены в табл. 7.1.

Так как концентрация напряжений значительно снижает предел выносливости, то при конструировании деталей, работающих при переменных напряжениях, особенно важно выбрать также их формы, при которых не будет существенных концентраторов напряжений.

Влияние абсолютных размеров детали. Экспериментально установлено, что с увеличением абсолютных размеров попе-

Таблица 7.1

Источник концентрации напряжений	K_{σ}			K_{τ}		
	$\sigma_{в}, \text{Н/мм}^2$					
	500	700	>700	500	700	>700
Галтель (см. рис. 7.4, б): при $t/r = 2$ и $r/d = 0,02$	1,8	1,9	2,0	1,55	1,6	1,65
при $t/r = 2$ и $r/d = 0,05$	1,75	1,9	2,1	1,6	1,6	1,7
Шпоночный паз	1,8/1,45	2/1,6	2,3/1,8	1,45	1,7	2,2
Шлицы прямоугольные	1,45	1,6	1,72	2,25	2,45	2,7

Примечание. В числителе даны значения K_{σ} для шпоночного паза, выполненного концевой фрезой, а в знаменателе — дисковой фрезой.

речного сечения детали предел выносливости снижается. Это объясняется тем, что с увеличением объема материала возрастает вероятность наличия в нем неоднородностей старения (шлаковые и газовые включения, дефектные зерна и т.п.), это приводит к появлению очагов концентрации напряжений.

Снижение предела выносливости учитывается коэффициентом влияния абсолютных размеров поперечного сечения K_d , представляющим собой отношение предела выносливости σ_{-1d} (τ_{-1d}) образца заданного диаметра d к пределу выносливости σ_{-1} (τ_{-1}) геометрически подобного (диаметром 7,5 мм) лабораторного образца:

$$K_d = \sigma_{-1d}/\sigma_{-1}; \quad K_d = \tau_{-1d}/\tau_{-1}.$$

При изгибе и кручении коэффициенты K_d равны. Их значения приведены в табл. 7.2.

В местах посадки деталей с натягом (подшипников качения (рис. 7.5), зубчатых колес и др.) влияние абсолютных размеров поперечного сечения вала на снижение предела выносливости оказывается более резким. В этом случае для оценки концентрации используют отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d (табл. 7.3).

Влияние качества обработки поверхностей деталей. При статических нагрузках качество обработки рабочих поверхностей деталей оказывает незначительное влияние на их прочность.

Таблица 7.2

Деформации и материал	K_d при диаметре вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистых сталей	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированных сталей и кручение для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

Таблица 7.3

Диаметр вала d , мм	K_σ/K_d при σ_b , Н/мм ²					K_τ/K_d при σ_b , Н/мм ²				
	500	700	800	900	1000	500	700	800	900	1000
30	2,5	3,0	3,25	3,5	3,75	1,9	2,2	2,35	2,5	2,65
50	3,05	3,65	3,96	4,3	4,6	2,25	2,6	2,78	3,07	3,26
100	3,3	3,95	4,25	4,6	4,9	2,4	2,8	2,95	3,2	3,34

При циклических нагрузках разрушение деталей связано с развитием усталостных трещин, возникающих в поверхностном слое. Развитию этих трещин способствует возникшая в результате механической обработки детали шероховатость поверхности в виде рисок, царапин, следов резца и т.п., которые являются концентраторами напряжений. С увеличением шероховатости поверхности предел выносливости снижается, что учитывается коэффициентом влияния шероховатости поверхности K_F , представляющим собой отношение предела выносливости σ_{-1F} (τ_{-1F}) образца с данной шероховатостью поверхности к пределу выносливости σ_{-1} (τ_{-1}) образца с поверхностью не грубее $R_a = 0,32$ мкм (полирование пастой):

$$K_F = \sigma_{-1F}/\sigma_{-1}; \quad K_F = \tau_{-1F}/\tau_{-1}.$$

Коэффициенты K_F при изгибе и кручении примерно равны. Их значения приведены в табл. 7.4.

При одновременном воздействии на детали циклических нагрузок и коррозионной среды возникает явление более интенсивного накопления усталостных повреждений, называемое коррозионной усталостью. Предел выносливости вследствие влияния коррозионной среды снижается в 3 раза и более.

Влияние поверхностного упрочнения. Повышение прочности поверхностного слоя и появление в нем остаточных напряжений сжатия, препятствующих образованию усталостной трещины, достигается дробеструйным деформационным упрочнением, накатыванием роликами и шариками, поверхностной закалкой и нагревом ТВЧ, химико-термической обработкой, лазерной обработкой и др. В результате поверхностного упрочнения в ряде случаев предел выносливости повышается в 2–3 раза и более, что является мощным средством повышения долговечности машин при одновременном снижении их массы. Наибольший эффект поверхностное упрочнение дает для деталей, имеющих

Таблица 7.4

Среднее арифметическое отклонение профиля, мкм	K_F при σ_B , Н/мм ²			
	500	700	900	1200
0,1–0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,8–3,2	0,95	0,9	0,81	0,8

Таблица 7.5

Вид упрочнения	σ_v сердцевины, Н/мм ²	K_v		
		для гладких валов	$K_\sigma \leq 1,5$	$K = 1,8-2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ	(6-8)10 ²	1,5-1,7	1,6-1,7	2,4-2,8
Дробеструйное деформационное упрочнение	(8-10)10 ²	1,3-1,5	–	–
Накатка роликом	(6-15)10 ²	1,1-1,25	1,5-1,6	1,7-2,1
		1,1-1,3	1,3-1,5	1,6-2,0

заметную концентрацию напряжений. Повышение предела выносливости учитывается коэффициентом влияния поверхностного упрочнения K_v , представляющим собой отношение предела выносливости $\sigma_{-1\text{упр}}$ упрочненного образца к пределу выносливости σ_{-1} неупрочненного образца:

$$K_v = \sigma_{-1\text{упр}}/\sigma_{-1}.$$

Значения коэффициента K_v приведены в табл. 7.5.

Общие коэффициенты концентрации напряжений (коэффициенты снижения предела выносливости) $(K_\sigma)_D$ и $(K_\tau)_D$ для рассматриваемого сечения детали определяют с использованием приведенных выше данных по формулам

$$(K_\sigma)_D = (K_\sigma/K_d + 1/K_F - 1)1/K_v; \quad (7.6)$$

$$(K_\tau)_D = (K_\tau/K_d + 1/K_F - 1)1/K_v. \quad (7.7)$$

Пределы выносливости $(\sigma_{-1})_D$ и $(\tau_{-1})_D$ конкретной детали связаны с пределами выносливости σ_{-1} и τ_{-1} , стандартного образца зависимостями:

$$(\sigma_{-1})_D = \sigma_{-1}/(K_\sigma)_D; \quad (\tau_{-1})_D = \tau_{-1}/(K_\tau)_D. \quad (7.8)$$

При действии в расчетном сечении нескольких концентраторов напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим отношением K_σ/K_d или K_τ/K_d).

Определение коэффициента запаса прочности

Расчеты на прочность при переменных напряжениях в большинстве случаев выполняют как проверочные. При этом расчет производят в форме проверки расчетного (действительного)

коэффициента запаса прочности s для каждого из предположительно опасных сечений детали и сравнения его с допускаемым значением $[s]$ для данной конструкции, причем должно выполняться условие прочности

$$s \geq [s].$$

В случае сочетания основных деформаций (например, изгиба и кручения) расчетный коэффициент запаса в опасном сечении определяют по формуле

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (7.9)$$

где s_σ и s_τ — коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D \tau_a}. \quad (7.10)$$

Здесь σ_a и τ_a — амплитуды циклов напряжений при изгибе (см. рис. 7.3, *а*) и кручении (см. рис. 7.3, *б*) с заменой σ_a на τ_a и σ_{\max} на τ_{\max} ;

$$\sigma_a = M_{\text{и}}/W_{\text{ос}}; \quad \tau_a = \tau_{\max}/2 = M_{\text{к}}/(2W_{\text{р}}),$$

где $W_{\text{ос}}$ — осевой момент сопротивления изгибу сечения «нетто»; $W_{\text{р}}$ — полярный момент сопротивления кручению сечения «нетто».

Выбор значений $[s]$ является очень ответственной задачей. Значение $[s]$ оказывает большое влияние на габариты и массу (масса детали пропорциональна $[s]$) проектируемых изделий и, следовательно, на их стоимость и эксплуатационные расходы. С уменьшением $[s]$ снижается масса изделий, но увеличивается возможность отказов — снижается надежность. В качестве ориентировочных можно рекомендовать следующие значения $[s]$: для стальных деталей $[s] = 1,3-2,1$; для чугунных — $[s] = 2,0-2,4$.

Контактная прочность и контактные напряжения

Работоспособность фрикционных, зубчатых и червяных передач, подшипников качения и многих других узлов и механизмов машин определяется прочностью рабочих поверхностей деталей,

или, как принято говорить, контактной прочностью. В этом случае разрушение рабочих поверхностей деталей вызывается действием контактных напряжений σ_H . Контактными называют напряжения, возникающие в месте контакта двух деталей, когда размеры площадки контакта малы по сравнению с размерами деталей (сжатие двух шаров, двух цилиндров и т.п.).

При отсутствии нагрузки две детали могут соприкоснуться в точке или по линии, т.е. иметь *первоначальный контакт точечный* (контакт двух шаров (рис. 7.7, а), шариков и колец подшипников и т.п.) или *первоначальный контакт линейный* (контакт двух цилиндров (рис. 7.7, б), контакт зубьев колес и т.п.). Под действием нагрузки соприкасающиеся детали деформируются и первоначальный контакт переходит в контакт по весьма узкой площадке с высокими контактными напряжениями σ_H . Например, в случае контакта двух цилиндров длиной b и радиусами r_1 и r_2 с параллельными осями, сжатых силой F , площадка контакта имеет вид узкой полоски (рис. 7.8). При этом точки наибольших контактных напряжений располагаются по средней линии полосы контакта. Значение этих напряжений вычисляют по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}}, \quad (7.11)$$

где $q = F/b$ — нагрузка на единицу длины контактной линии; $1/\rho_{\text{пр}} = 1/r_1 + 1/r_2$, откуда $\rho_{\text{пр}} = r_1 r_2 / (r_1 + r_2)$ — приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей; r_1 и r_2 — радиусы кривизны в точках контакта. Если поверхность одного цилиндра вогнутая (внутренний контакт), то $\rho_{\text{пр}} = r_1 r_2 / (r_1 - r_2)$;

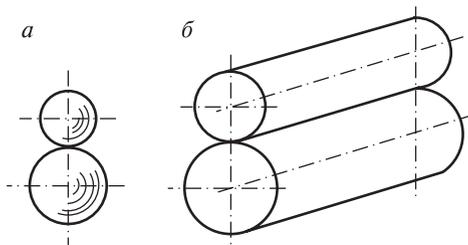


Рис. 7.7. Точечный и линейный контакты

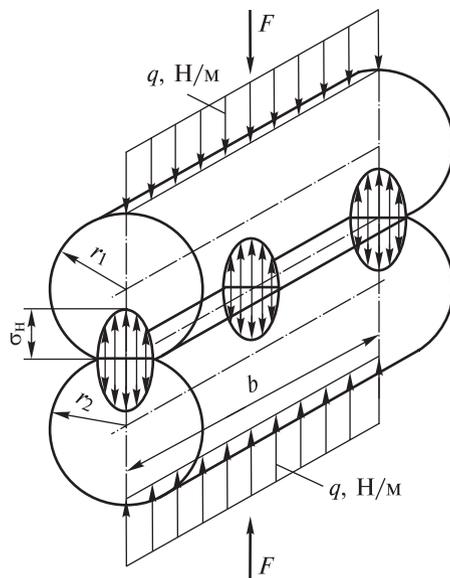


Рис. 7.8. Контактные площадки

$E_{\text{пр}} = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости; E_1 и E_2 — модули упругости материалов цилиндров. Если цилиндры из одинаковых материалов, то $E_{\text{пр}} = E_1 = E_2 = E$; μ — коэффициент Пуассона.

Формула (7.11) представляет собой практический интерес, так как является исходной при расчете фрикционных, зубчатых и червячных передач на контактную прочность.

При вращении цилиндров под нагрузкой отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по прерывистому отнулевому циклу (рис. 7.9, а). Каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра. Длительное действие переменных контактных напряжений всегда вызывает усталость рабочих поверхностей деталей. В поверхностном слое возникают усталостные микротрещины. Если детали работают в масле, то оно проникает в трещины (рис. 7.9, б). Попадая в зону контакта, трещина закрывается (рис. 7.9, в), а находящееся в ней масло испытывает высокое давление, что способствует

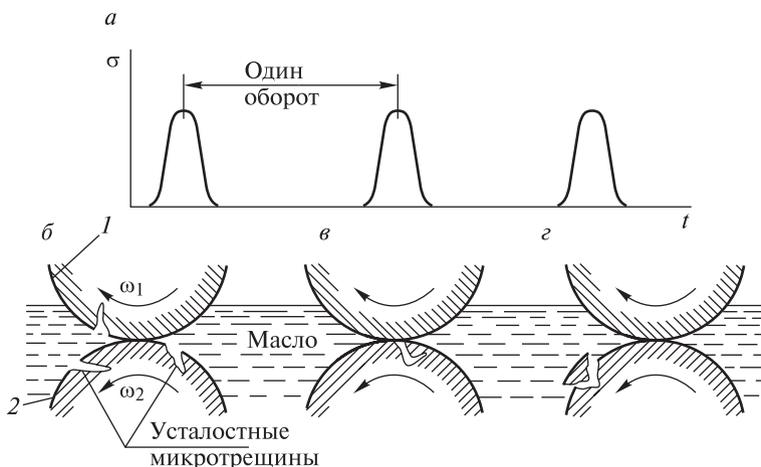


Рис. 7.9. Контактные напряжения

развитию (расширению и углублению) трещины. и так повторяется до тех пор, пока не произойдет выкрашивания частицы металла, нависающего над трещиной (рис. 7.9, з). В результате выкрашивания на поверхности детали появляются мелкие раковины-ямки, едва заметные сначала и достигающие значительных размеров (например, 2–3 мм в поперечнике) в процессе развития. Такой вид разрушения рабочих поверхностей деталей называется усталостным выкрашиванием (повреждением). Подобные повреждения наблюдаются у фрикционных, зубчатых, червячных и цепных передач, а также в подшипниках качения. Усталостное выкрашивание не наблюдается, если выполняется условие прочности:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (7.12)$$

где σ_H и $[\sigma_H]$ — расчетное и допускаемое контактные напряжения. Значения $[\sigma_H]$ в основном выбирают в зависимости от твердости рабочих поверхностей деталей. Качение контактирующих поверхностей, как правило, сопровождается их относительным скольжением. Экспериментально установлено, что при качении со скольжением цилиндры 1 и 2 (рис. 7.9, б) обладают различным сопротивлением усталости. Это объясняется следующим. Усталостные микротрещины при скольжении располагаются

не радиально, а вытягиваются в направлении сил трения (силы трения сдвигают металл). При этом в зоне контакта масло выдавливается из трещины опережающего цилиндра 1 и запрессовывается в трещины отстающего цилиндра 2. Поэтому отстающий цилиндр обладает меньшим сопротивлением усталости (быстрее разрушается).

Расчет сварных соединений

Расчет на прочность сварных соединений при осевом нагружении. В соответствии с конструкцией сварного соединения принимают все размеры шва, а затем выполняют проверочный расчет на прочность в предположении равномерного распределения напряжений по длине и сечению шва. Если результаты расчета оказываются неудовлетворительными, вносят соответствующие изменения в конструкцию и повторяют расчет.

Стыковые соединения. Стыковые швы рассчитывают на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета утолщения шва. Длина сварного шва $l_{ш}$ равна ширине соединяемых полос b (рис. 7.10). Условие прочности шва на растяжение

$$\sigma'_p = F/(sl_{ш}) \leq [\sigma'_p], \quad (7.13)$$

где F — растягивающая сила; s — толщина шва; σ'_p и $[\sigma'_p]$ — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для шва.

Нахлесточные соединения. Угловые швы рассчитывают на срез по опасному сечению, совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная толщина шва $k \sin 45^\circ \approx 0,7k$. Условие прочности шва на срез

$$\tau'_p = F/(0,7kl_{ш}) \leq [\tau'_p], \quad (7.14)$$

где τ'_p и $[\tau'_p]$ — расчетное и допускаемое напряжения среза для шва; $l_{ш}$ — расчетная длина шва.

Длину углового лобового шва $l_{л}$ обычно принимают равной ширине привариваемой детали. Длина углового флангового шва

$$l_{ф} = F/(2 \cdot 0,7k[\tau'_p]). \quad (7.15)$$

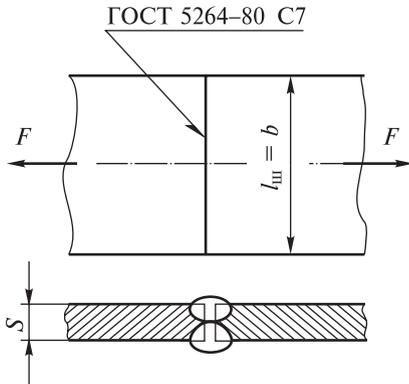


Рис. 7.10. Стыковые швы

На практике длину фланговых швов ограничивают условием $l_{\phi} \leq 50k$, так как с увеличением их длины возрастает неравномерность распределения напряжений по длине шва. Из-за неизбежных дефектов сварки на концах шва минимальная длина угловых швов должна быть не менее 30 мм.

Расчет углового комбинированного шва. При расчете принимают, что все швы (фланговые и лобовой) нагружены одинаково и все они работают на срез. Тогда условие прочности шва на срез

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{0,7k(2l_{\phi} + l_{\text{д}})} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (7.16)$$

Некоторые особенности имеет расчет угловых фланговых швов, несимметрично расположенных относительно действия нагрузки. В этом случае расчет прочности производят с учетом доли нагрузки, воспринимаемой каждым швом. Например, к косынке приварен уголок стандартного профиля (рис. 7.11). Равнодействующая сила F проходит через центр тяжести уголка и распределяется по швам обратно пропорционально плечам z_0 и $b - z_0$:

$$F_1/F_2 = (b - z_0)/z_0; \quad F_1 + F_2 = F,$$

откуда

$$F_1 = F(b - z_0)/b \text{ и } F_2 = Fz_0/b. \quad (7.17)$$

Очевидно, что исходя из условия равнопрочности длины швов в соединении должны быть пропорциональны силам, действующим на них, т.е. $l_{1\phi}/l_{2\phi} = F_1/F_2$, или обратно пропорциональны плечам z_0 и $b - z_0$:

$$l_{1\phi}/l_{2\phi} = (b - z_0)/z_0. \quad (7.18)$$

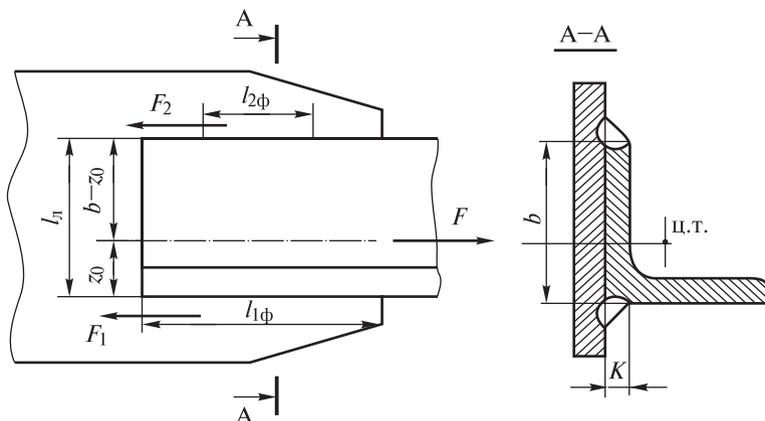


Рис. 7.11. Угловые фланговые швы

Допускаемые напряжения. Прочность сварных соединений, полученных контактным способом сварки, зависит от следующих факторов: качества основного материала; характера действующих нагрузок (статические или переменные); технологических дефектов сварки (шлаковые и газовые включения, непровары и т.п.); деформаций, вызываемых сваркой; различной структуры и свойства наплавленного и основного металла и др. Поэтому допускаемые напряжения при расчете сварных соединений принимают пониженными, в долях от допускаемых напряжений для основного металла. Нормы допускаемых напряжений для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей при статической нагрузке указаны в табл. 7.6.

Если сварные соединения подвергаются переменным или знакопеременным нагрузкам, то следует допускаемые напряжения, полученные по табл. 7.6, умножить на коэффициент ν , значения которого приведены в табл. 7.7.

Расчет на прочность соединений с натягом

Прочность соединений зависит от натяга, который принимают в соответствии с выбранной посадкой. Значение натяга и соответственно посадка соединения с натягом определяются в зависимости от требуемого контактного давления p на поса-

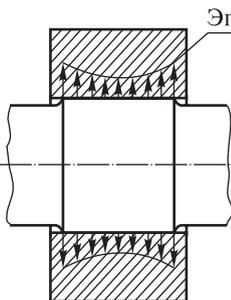
Таблица 7.6

Способ сварки и марка электрода	Допускаемые напряжения при		
	растяжении $[\sigma'_p]$	сжатии $[\sigma'_c]$	срезе $[\tau'_{cp}]$
Автоматическая под флюсом и ручная дуговая электродами Э42А и Э50А	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
<i>Примечание.</i> В таблице $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей. Для сталей Ст2 $[\sigma_p] = 140\text{Н/мм}^2$, для Ст3 $[\sigma_p] = 160\text{Н/мм}^2$.			

Таблица 7.7

Характер нагрузки	ν для стыковых швов	ν для угловых швов
Переменная	1,0	–
Знакопеременная	$\frac{1}{(1 - F_{\min})/(3F_{\max})}$	$\frac{1}{(4/3 - F_{\min})/(3F_{\max})}$
<i>Примечание.</i> F_{\min} и F_{\max} — минимальная и максимальная силы, взяты со своими знаками.		

дочной поверхности соединяемых деталей. Давление p должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, оказались больше внешних заданных сдвигающих сил и моментов. Контактные давления в направлении длины втулки изменяются по некоторой кривой, приближенный характер которой изображен на рис. 7.12. Здесь наблюдается концентрация давлений (напряжений) у краев отверстия, вызванная вытеснением сжатого металла от середины отверстия



Эпюра контактных давлений

в обе стороны. Для уменьшения концентрации напряжений посадочную часть вала выполняют короче ступицы.

Расчет на прочность деталей соединения с натягом (рис. 7.12)

Рис. 7.12. Концентрация контактных давлений

основан на предположении, что контактные давления распространяются равномерно по поверхности контакта. Взаимная неподвижность деталей цилиндрического соединения обеспечивается соблюдением следующих условий:

– при нагружении соединения осевой силой F (рис. 7.13)

$$KF = f\pi dl\rho,$$

откуда требуемое давление на посадочной поверхности

$$p = KF/(f\pi dl); \quad (7.19)$$

– при нагружении соединения вращающим моментом M (рис. 7.13)

$$KM = (f\pi dl\rho d)/2,$$

откуда

$$p = \frac{2KM}{f\pi d^2 l}; \quad (7.20)$$

– при нагружении соединения одновременно осевой силой F и вращающим моментом M (рис. 7.13)

$$K\sqrt{F^2 + (2M/d)^2} = f\pi dl\rho,$$

откуда

$$p = K\sqrt{F^2 + (2M/d)^2} / (f\pi dl), \quad (7.21)$$

где p — среднее контактное давление; $K = 2-4$ — коэффициент запаса сцепления деталей; d и l — диаметр и длина посадочной

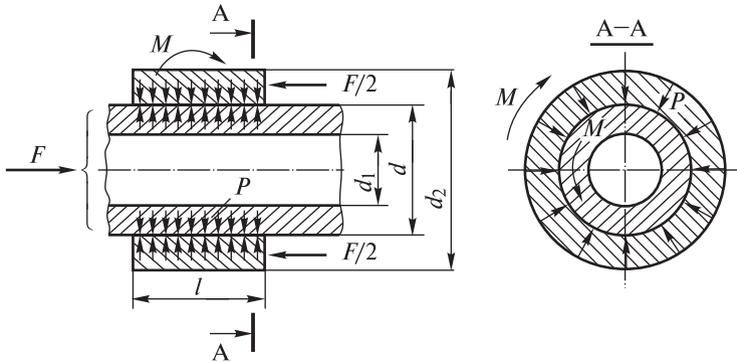


Рис. 7.13. Нагружение соединения осевой силой F и вращающим моментом M

поверхности; f — коэффициент сцепления (трения). Для стальных и чугунных деталей при сборке запрессовкой $f = 0,07$; при температурной сборке $f = 0,14$. Если одна из деталей стальная или чугунная, а другая бронзовая, то при сборке запрессовкой $f = 0,05$; при температурной сборке $f = 0,07$.

Расчетный натяг цилиндрического соединения N_p , равный деформации деталей соединения, связан с контактным давлением p зависимостью Ляме, вывод которой приведен в курсе сопротивления материалов для расчета толстостенных полых цилиндров:

$$N_p = pd(C_1/E_1 + C_2/E_2),$$

где C_1 и C_2 — коэффициенты жесткости;

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1 \quad \text{и} \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2. \quad (7.22)$$

Здесь d_1 — диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения $d_1 = 0$) (рис. 7.13); d_2 — наружный диаметр охватывающей детали (ступицы); E_1 и E_2 , μ_1 и μ_2 — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и ступицы: для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм² и $\mu = 0,3$; для чугуна $E = 1,1 \cdot 10^5$ Н/мм² и $\mu = 0,25$; для бронзы $E = 0,98 \cdot 10^5$ Н/мм² и $\mu = 0,35$.

При сборке соединения запрессовкой микронеровности посадочных поверхностей частично срезаются и сглаживаются, происходит ослабление расчетного натяга. Для компенсации этого в расчет вводят поправку и на обмятие микронеровностей:

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}), \quad (7.23)$$

где R_{a1} и R_{a2} — средние арифметические отклонения профиля микронеровностей (шероховатостей) посадочных поверхностей. Для поверхностей деталей, соединенных с натягом, предпочтительное значение R_a : 3,2; 1,6; 0,8; 0,4 мкм.

Если соединение с натягом работает при температуре, отличной от температуры окружающей среды при сборке, и собрано из деталей разных материалов (например, соединение бронзового венца червячного колеса со стальным центром), то вследствие температурных деформаций деталей происходит ослабление

натяга. Для компенсации этого в расчет вводят поправку Δt на температурную деформацию:

$$\Delta t = d((t_2 - 20)\alpha_2 - (t_1 - 20)\alpha_1), \quad (7.24)$$

где t_1 и t_2 — температуры деталей соединения в процессе работы, °С; α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения материала деталей (для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$; для чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$; для бронзы $\alpha = 19 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$).

С учетом формул (7.23) и (7.24) получим зависимость для определения действительного натяга соединения N_d , необходимого для восприятия и передачи внешних нагрузок:

$$N_d = N_p + u + \Delta t. \quad (7.25)$$

По значению N_d подбирают соответствующую стандартную посадку, у которой для надежности соединения наименьший натяг $N_{\min} = ei - ES$ должен быть равен N_d или близок к нему.

Для соединений с натягом предпочтительны посадки: $H7/p6$; $H7/r6$; $H7/s6$, но рекомендуются и такие, как, например, $H7/s7$; $H7/u7$; $H7/s7$; $H7/u8$ и др.

На практике возможны случаи, когда выбранная посадка создает натяг значительно больше требуемого, который может вызвать разрушение или чрезмерные пластические деформации деталей соединения. Поэтому вал и ступицу необходимо проверять на прочность. Более напряженной является ступица, поэтому максимальное контактное давление, допускаемое ее прочностью по гипотезе наибольших касательных напряжений,

$$[p]_{\max} = 0,5\sigma_{T2}[1 - (d/d_2)^2], \quad (7.26)$$

где σ_{T2} — предел текучести материала охватывающей детали (ступицы), Н/мм². При этом максимально допустимый натяг для обеспечения прочности охватывающей детали (отсутствие пластической деформации)

$$[N]_{\max} = [p]_{\max} \frac{N_d}{p}. \quad (7.27)$$

Проверка на прочность ступиц стальных зубчатых колес не обязательна, поскольку во всех реальных случаях напряжения не превышают $0,8\sigma_T$.

Для выбранной посадки, при сборке соединения запрессовкой, определяют силу запрессовки

$$F_n = f_{\pi} \pi d l p_{\max}, \quad (7.28)$$

где p_{\max} — давление от наибольшего натяга N_{\max} выбранной посадки, $p_{\max} = (N_{\max} - u)p/N_p$; f_{π} — коэффициент трения при запрессовке, который принимают для материалов: сталь–сталь — 0,20; сталь–чугун — 0,14; сталь–бронза — 0,10.

При сборке соединения с использованием температурного деформирования определяют: температуру нагрева охватывающей детали, °С,

$$t = 20 + \frac{N_{\max} + z_{\text{сб}}}{d\alpha}, \quad (7.29)$$

или температуру охлаждения охватываемой детали, °С,

$$t = 20 - \frac{N_{\max} + z_{\text{сб}}}{d\alpha}, \quad (7.30)$$

где $z_{\text{сб}}$ — минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку, принимают равным: при d от 30 до 80 мм $z_{\text{сб}} = 10$ мкм, при d от 80 до 180 мм $z_{\text{сб}} = 15$ мкм.

Температура нагрева ступицы должна быть такой, чтобы не происходило структурных изменений в материале, т.е. должна быть ниже температуры низкого отпуска. Для сталей допустимая температура нагрева $[t] = 230\text{--}240$ °С, для бронз — $[t] = 150\text{--}200$ °С. В зависимости от требуемой температуры ступицу нагревают в воде (до 100 °С), в масле (до 130 °С), токами высокой частоты, в электрических или газовых печах. Вал охлаждают сухим льдом (температура испарения -79 °С) или жидким воздухом (температура испарения -190 °С). Охлаждение валов применяют ограниченно из-за возможности коррозии, так как холодный вал сразу покрывается инеем.

Конические соединения с натягом применяют для закрепления деталей на концах валов (рис. 7.14). На конических поверхностях с большей точностью обеспечивается контактное давление, которое создается в результате затяжки гайки. В отличие от цилиндрического, это соединение легко монтируется и демонтируется без применения специального оборудования

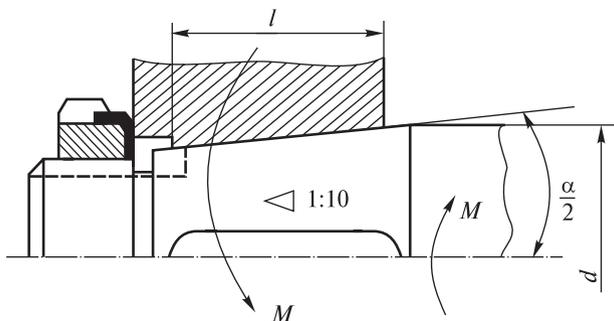


Рис. 7.14. Конические соединения с натягом

(например, прессов). Это обеспечивает получение большого числа повторных сборок. Благодаря этим достоинствам область применения конических соединений расширяется за счет соединений с цилиндрическими поверхностями.

Обычно принимают стандартную конусность 1:10. При этом $\alpha/2 = 2^\circ 51' 40''$; отношение длины к диаметру $l/d = 1,0-1,5$; коэффициент запаса сцепления деталей $K = 1,3-1,5$. Расчеты конических соединений с натягом аналогичны расчетам цилиндрических.

Расчет на прочность резьбовых соединений

Виды разрушения резьбовых крепежных деталей: разрыв стержня по резьбе или переходному сечению у головки; повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб); отрыв головки и др. Так как размеры стандартных болтов, винтов и шпилек отвечают условию равнопрочности по критериям, соответствующим указанным разрушениям, то обычно их расчет ограничивается расчетом по одному основному критерию работоспособности — прочности нарезанной части стержня на растяжение. При этом определяют расчетный диаметр резьбы

$$d_p \approx d - 0,94p, \quad (7.31)$$

где d и p — наружный диаметр и шаг резьбы.

Длину болта, винта и шпильки выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей

резьбового соединения (гайки, шайбы и др.) принимают исходя из диаметра резьбы по стандарту.

Стандартная высота гайки исключает необходимость расчета на прочность ее резьбы. Однако следует считаться с неравномерным распределением осевой силы F по виткам резьбы гайки. Сила F , растягивающая болт и сжимающая гайку (рис. 7.15, *a*), вызывает различные деформации витков резьбы: наибольшие в нижней части гайки и наименьшие в верхней части. Соответственно деформациям перераспределяются и силы, приходящиеся на каждый из витков. Задача о распределении нагрузки по виткам резьбы гайки была решена проф. Н.Е. Жуковским в 1902 г. и в дальнейшем подтверждена экспериментальными исследованиями. Для гайки из 10 витков на первый виток резьбы приходится $0,34 F$, на второй — $0,23 F$, на десятый — $0,01 F$. По этой причине число витков в гайке не должно превышать десяти, так как одиннадцатый виток совсем не нагружается. В ответственных соединениях для более равномерного распре-

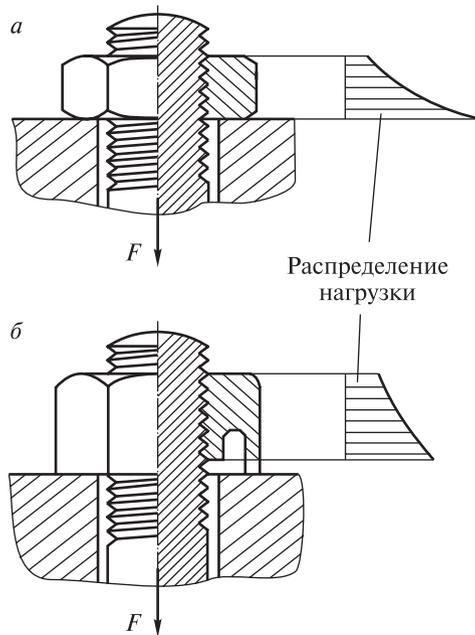


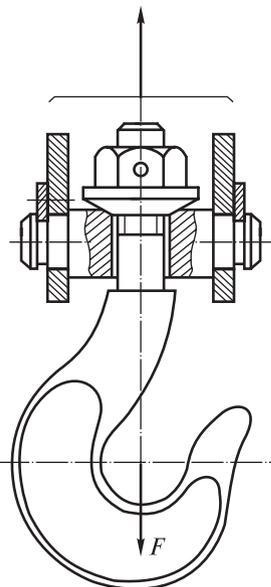
Рис. 7.15. Резьбовые соединения

Рис. 7.16. Грузоподъемный крюк

деления нагрузки между витками резьбы гайки меняют ее форму, увеличивая податливость вблизи первых витков. Хорошие результаты для гайки, испытывающей сжатие, дает форма, изображенная на рис. 7.15, б.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений.

Болт нагружен только внешней растягивающей силой F (без начальной затяжки). Примером служит болтовое соединение грузоподъемного крюка с нарезанной резьбой (рис. 7.16). В данном случае гайка свободно навинчена на нарезанную часть хвостовика крюка и зафиксирована от самоотвинчивания шплинтом. Опасным является сечение, ослабленное нарезкой. Расчет сводится к определению расчетного диаметра d_p резьбы из условия прочности на растяжение:



$$\sigma = F/A = 4F/(\pi d_p^2) \leq [\sigma_p],$$

откуда

$$d_p \geq 1,13\sqrt{F/[\sigma_p]}, \quad (7.32)$$

где $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжение для болта. В этом случае нагружения для болтов из углеродистой стали рекомендуется $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T$.

Пример. Определить диаметр резьбы болта хвостовика грузоподъемного крюка, нагруженного силой $F = 30$ кН, изготовленного из стали Ст3, для которой предел текучести $\sigma_T = 240$ Н/мм².

Решение. 1. Допустимое напряжение при растяжении $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 240 = 144$ Н/мм².

2. Расчетный диаметр резьбы болта по формуле (7.32)

$$d_p \geq 1,13\sqrt{F/[\sigma_p]} = 1,13\sqrt{30 \cdot 10^3/144} = 16,3 \text{ мм.}$$

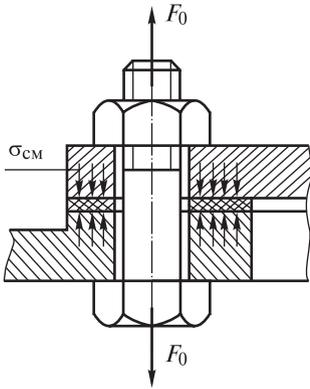


Рис. 7.17. Болт

По таблице принимаем резьбу М20 с шагом $p = 2,5$ мм, для которой $d_p \approx \approx d - 0,94p = 20 - 0,94 \cdot 2,5 = 17,65$ мм.

Болтовое соединение нагружено осевой силой. 1. Болт затянут силой F_0 без внешней осевой наружки. Это болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 7.17) и др. Стержень болта испытывает совместное действие растяжения

и кручения, т.е. растягивается осевой силой F_0 от затяжки болта и скручивается моментом, равным моменту сил трения в резьбе M_1 , где F принимают равной осевой силе F_0 .

Нормальное напряжение от осевой силы F_0

$$\sigma = 4F_0 / (\pi d_p^2). \quad (7.33)$$

Касательное напряжение, вызванное моментом,

$$\tau = M_1 / W_p = M_1 / (0,2 d_p^3). \quad (7.34)$$

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению σ_3 . По гипотезе энергии формоизменения $\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$. Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб $\sigma_3 \approx 1,3\sigma$.

С учетом выражения (7.33) получим формулу проверочного расчета

$$\sigma_3 = 1,3 \cdot 4F_0 / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p]. \quad (7.35)$$

Таким образом, расчет болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, но по увеличенной в 1,3 раза силе F_0 . Из выражения (7.35) получим формулу проектировочного расчета

$$d_p \geq 1,3 \sqrt{F_0 / [\sigma_p]}. \quad (7.36)$$

Требуемое значение осевой силы F_0 выбирают по условиям герметичности и отсутствия смятия деталей в стыке. Расчетом

и практикой установлено, что болты малых диаметров М6–М12 можно легко разрушить при недостаточно квалифицированной затяжке. Например, болт с резьбой М6 разрушается при приложенной к ключу силе 45 Н, а болт с резьбой М12 — при силе 180 Н. Поэтому в среднем и тяжелом машиностроении не рекомендуется применять болты диаметром меньше М8.

2. Болт затянут с дополнительной осевой нагрузкой. Это болты для крепления крышек резервуаров для газа или жидкости, нагруженные давлением выше атмосферного, болты подшипниковых узлов и т.п. Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка (не допустить появления зазора) под нагрузкой. Эта задача решается с учетом деформации деталей соединения.

На рис. 7.18, *а* показано соединение без затяжки болта (исходное положение). Дадим соединению предварительную затяжку силой F_0 (рис. 7.18, *б*). Тогда в результате упругой деформации соединения болт растягивается на величину $\Delta l'_b$, а детали сжимаются на $\Delta l'_d$. Представим результаты предварительной затяжки с помощью упругих деформаций растяжения болта и сжатия деталей (рис. 7.19, *а*).

Когда появится внешняя растягивающая нагрузка F (рис. 7.18, *в*), болт дополнительно удлинится на $\Delta l''_b$, а сжатие деталей уменьшится на $\Delta l''_d$. При этом только часть силы F , равная χF (рис. 7.19, *б*), будет дополнительно растягивать болт на величину $\Delta l''_b$, а остальная часть силы F , равная $(1 - \chi)F$,

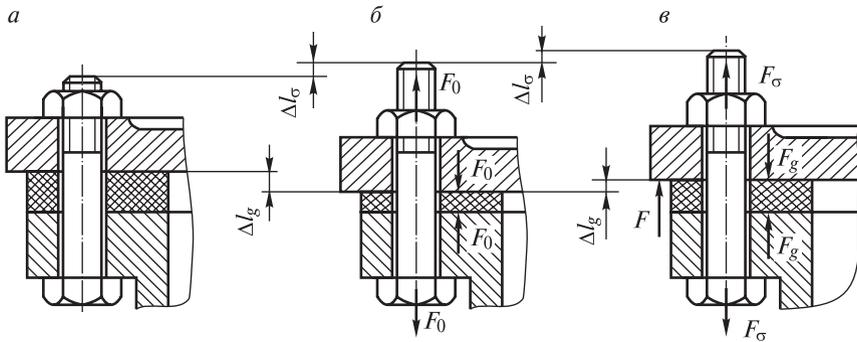


Рис. 7.18. Типы соединений болтом

уменьшит прижатие деталей на $\Delta l'_d$. Теперь болт будет растягиваться силой F_6 , а детали — сжиматься силой F_d .

Сила F_6 — суммарная нагрузка на затянутый болт:

$$F_6 = F_0 + \chi F. \quad (7.37)$$

Сила F_d — остаточная сила затяжки от одного болта:

$$F_d = F_0 - (1 - \chi)F, \quad (7.38)$$

где χ — коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки F воспринимается болтом (учитывает податливость болта и соединяемых деталей). Величина χ определяется по условию равенства дополнительных деформаций болта и деталей ($\Delta l'_6 = \Delta l'_d$).

Точный расчет коэффициента χ сложен, а так как на практике величину затяжки болтов в большинстве случаев не контролируют, то смысл точного расчета теряется. При приближенных расчетах принимают: для соединений стальных и чугунных деталей без упругих прокладок $\chi = 0,2-0,3$; для соединений тех же деталей, но с упругими прокладками (резина, полиэтилен, асбест и др.) $\chi = 0,4-0,5$.

Минимальную силу предварительной затяжки болта $F_{0 \min}$, обеспечивающую нераскрытие стыка деталей, определяют по предельному случаю, когда остаточная сила затяжки $F_d = 0$ по формуле (7.38)

$$0 = F_{0 \min} - (1 - \chi) F \text{ или } F_{0 \min} = (1 - \chi) F.$$

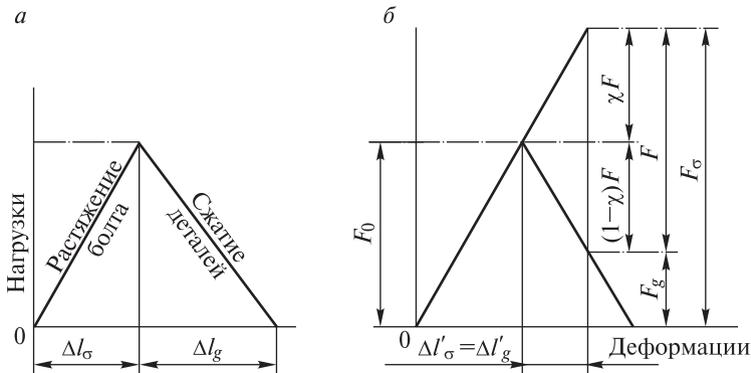


Рис. 7.19. Нагрузки, действующие на болт

Практически предварительная затяжка болта F_0 должна быть больше $F_{0\min}$. Из условия сохранения плотности стыка соединяемых деталей (невозможности образования зазора) принимают

$$F_0 = K_3(1 - \chi)F, \quad (7.39)$$

где K_3 — коэффициент запаса предварительной затяжки; в соединениях без прокладок при постоянной нагрузке $K_3 = 1,25-2$; при переменной — $K_3 = 2,0-4$. По условиям герметичности в соединениях с прокладками коэффициент K_3 рекомендуется повышать до 5. Заменяя в выражении (7.37) значение F_0 по зависимости (7.39), окончательно получим

$$F_6 = K_3(1 - \chi)F + \chi F. \quad (7.40)$$

В расчете на прочность влияние крутящего момента при затяжке учитывается коэффициентом 1,3, который вводится в формулу (7.40). Если болт затягивается только предварительно, то значение крутящего момента пропорционально F_0 и коэффициент 1,3 необходимо отнести к первому слагаемому формулы (7.40), а расчетная сила затяжки болта будет

$$F_p = 1,3K_3(1 - \chi)F + \chi F,$$

или

$$F_p = (1,3K_3(1 - \chi) + \chi)F. \quad (7.41)$$

Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению. Расчетные формулы:

$$\sigma_3 = 4F_p / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p]; \quad d_p \geq 1,13 \sqrt{F_p / [\sigma_p]}. \quad (7.42)$$

Если болт под нагрузкой затягивается дополнительно, то значение крутящего момента пропорционально F_6 , т.е. коэффициент 1,3 относят к суммарной нагрузке на затянутый болт:

$$F_p = 1,3(K_3(1 - \chi) + \chi)F. \quad (7.43)$$

Расчетные формулы

$$\sigma_3 = 1,3 \cdot 4F_p / (\pi d^2) \leq [\sigma_p];$$

$$d_p \geq 1,3 \sqrt{F_p / [\sigma_p]}. \quad (7.44)$$

Болтовое соединение нагружено поперечной силой. 1. Болт поставлен с зазором (рис. 7.20). Предварительная затяжка болта обязательна. Она должна обеспечить прижатие деталей соединения силой F_0 , достаточной для создания силы трения fF_0 между ними, исключающей сдвиг деталей. Внешняя сила F_r непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают на растяжение по силе затяжки F_0 . Необходимую силу F_0 определяют из условия $fF_0 = F_r$, откуда $F_0 = F_r/f$ или

$$F_0 = KF_r/(ifz), \quad (7.45)$$

где $K = 1,4-2$ — коэффициент запаса по сдвигу деталей; $i = 1-2$ — число стыков, т.е. плоскостей среза (на рис. 7.19 $i = 1$); $f = 0,15-0,20$ — коэффициент трения для чугунных и стальных деталей; z — число болтов. При затяжке болт работает на растяжение и кручение. Влияние кручения при затяжке болта учитывают увеличением силы F_0 в 1,3 раза. Прочность болта оценивается эквивалентным напряжением по формуле (7.35). Расчетные формулы:

$$\sigma_{\text{э}} = \frac{1,3 \cdot 4F_0}{\pi d_p^2} = \frac{1,3 \cdot 4KF_r}{\pi d_p^2 ifz} \leq [\sigma_p];$$

$$d_p \geq 1,3 \sqrt{\frac{KF_r}{ifz[\sigma_p]}}. \quad (7.46)$$

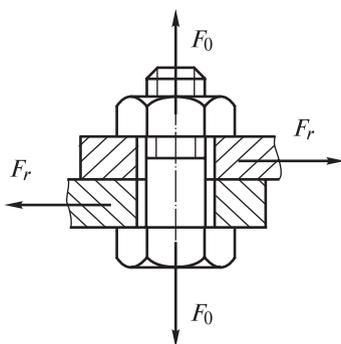


Рис. 7.20. Болт поставлен с зазором

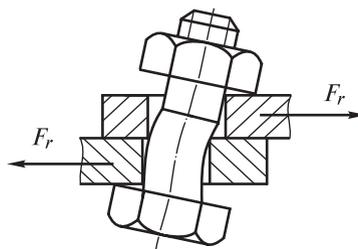


Рис. 7.21. Изгиб болта в случае сдвига деталей

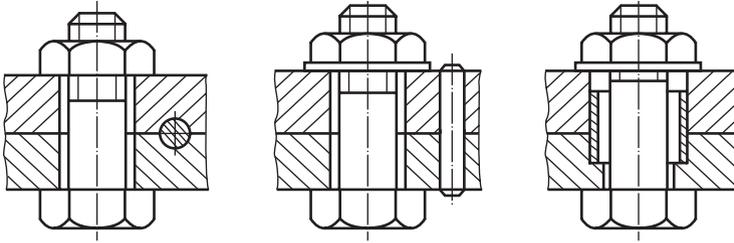


Рис. 7.22. Применение различных устройств для разгрузки болта от поперечной силы

В случае сдвига деталей болт стал бы испытывать изгиб (рис. 7.21), что недопустимо. Поэтому для разгрузки болта от поперечной силы, а следовательно уменьшения диаметра болта, применяют различные устройства (рис. 7.22). При использовании разгрузочного устройства диаметр болта обычно принимают конструктивно.

2. Болт поставлен без зазора (рис. 7.23). Затяжки болта не требуется. Болт испытывает срез и смятие. Диаметр стержня болта d_0 больше диаметра нарезаемой части на 1–1,5 мм. Это предохраняет резьбу от смятия.

Формулы проверочного и проектировочного расчетов болта на срез

$$\tau_{\text{ср}} = 4F_r / (\pi d_0^2 i z) \leq [\tau_{\text{ср}}];$$

$$d_0 \geq 1,13 \sqrt{F_r / (i z [\tau_{\text{ср}}])}, \quad (7.47)$$

где $i = 1-2$ — число плоскостей среза болта (на рис. 7.23 $i = 1$); z — число болтов.

Формула проверочного расчета на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = F_r / (d_0 \delta) \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (7.48)$$

где δ — наименьшая толщина соединяемых деталей, передающих нагрузку в одну сторону.

Сравнивая нагрузочную способность болтов, следует отметить, что 10 болтов, поставленных с зазором

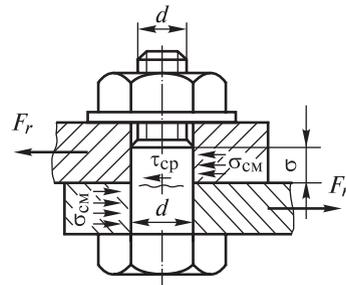


Рис. 7.23. Болт поставлен без зазора

при коэффициенте трения $f = 0,17$, можно заменить одним болтом того же диаметра, поставленным без зазора. Однако резьбовые соединения болтами, поставленными без зазора, значительно дороже из-за сложности технологии изготовления.

Расчет шпоночных соединений

Рассчитывают шпонку как наиболее слабую деталь соединения. Размеры стандартных шпонок подобраны из условия прочности на смятие, поэтому основным расчетом их является проверочный расчет на смятие.

Расчет призматической шпонки (рис. 7.24). Размеры сечений шпонки (ширину b и высоту h), глубину паза вала t_1 выбирают в зависимости от диаметра d вала по ГОСТ 23360–78 (табл. 7.8). Длину шпонки конструктивно принимают на 5–10 мм меньше длины ступицы, согласовывают со стандартом и проверяют на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = F_t / A_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

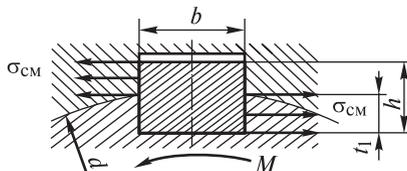


Рис. 7.24. Призматическая шпонка

Таблица 7.8

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вала t_1	ступицы t_2
	Размеры, мм			
От 22 до 30	8	7	4	3,3
» 30 » 38	10	8	5	3,3
» 38 » 44	12	8	5	3,3
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8
» 50 » 58	16	10	6	4,3
» 58 » 65	18	11	7	4,4

Примечание. Длины шпонок l выбирают из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, ..., 500.

где $F_t = 2M/d$ — окружная сила, передаваемая шпонкой; $A_{см} = (h - t_1)l_p$ — площадь смятия. Следовательно,

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (7.49)$$

где M — передаваемый вращающий момент; l_p — рабочая длина шпонки.

Расчет сегментных шпонок. Размеры сечений шпонки (ширину b и высоту h), длину шпонки l и глубину паза вала t_1 выбирают в зависимости от диаметра вала по ГОСТ 24071–80. Сегментные шпонки, так же как и призматические, проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h - t_1)l} \leq [\sigma_{см}]. \quad (7.50)$$

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез. Условие прочности шпонки на срез

$$\tau_{ср} = 2M/(dbl) \leq [\tau_{ср}]. \quad (7.51)$$

Если расчетное напряжение превышает допустимое более чем на 5%, то применяют две шпонки. Призматические шпонки устанавливают под углом 180° , сегментные — вдоль вала в одном пазу ступицы. Установка нескольких шпонок сильно ослабляет вал и ступицу, а также связана с технологическими затруднениями. В таких случаях шпонки заменяют шлицевыми соединениями.

Расчет шлицевых прямобоочных соединений

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются сопротивление рабочих поверхностей шлицев смятию и изнашиванию. Число и размеры поперечного сечения шлицев принимают в зависимости от диаметра вала по таблицам стандартов. Длина шлицев определяется длиной ступицы, а если ступица подвижная, то ходом ее перемещений. Расчет шлицевых соединений производят обычно как проверочный,

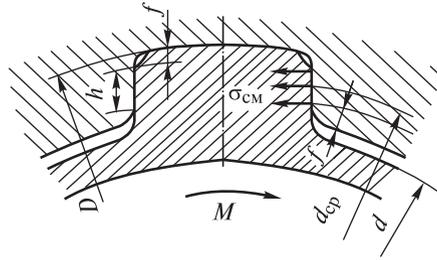


Рис. 7.25. Смятие шпонки

предполагая равномерное распределение нагрузки между шлицами и по их длине.

Расчет на смятие (рис. 7.25). Условие прочности

$$\sigma_{\text{см}} = M/(S_F l) \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (7.52)$$

где M — передаваемый вращающий момент; S_F — удельный (на единицу длины) суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала; l — рабочая длина шлицев.

Расчет на изнашивание. Условие прочности

$$\sigma_{\text{изн}} = M/(S_F l) \leq [\sigma_{\text{изн}}] \text{ или } \sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{изн}}]. \quad (7.53)$$

Размеры шлицевых соединений в основном определяются прочностью и жесткостью валов, поэтому напряжения на рабочих поверхностях могут быть значительно ниже допускаемых. Если же расчетное значение $\sigma_{\text{см}}$ или $\sigma_{\text{изн}}$ превышает $[\sigma_{\text{см}}]$ или $[\sigma_{\text{изн}}]$ более чем на 5%, то увеличивают длину ступицы l или принимают другую серию и повторяют расчет.

Передачи

Основные характеристики передачи: мощность P_1 на ведущем и P_2 ведомом валах, кВт; угловая скорость ω_1 ведущего и ω_2 ведомого валов, рад/с, или частота вращения n_1 ведущего и n_2 ведомого валов, об/мин. Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для выполнения проекторочного расчета любой передачи.

Кроме основных различают производные характеристики:
коэффициент полезного действия (КПД) передачи:

$$\eta = P_2/P_1; \quad (7.54)$$

окружная скорость ведущего или ведомого звена, м/с,

$$v = \omega d/2 = \pi n d/60, \quad (7.55)$$

где d — диаметр колеса, шкива и др., м. При отсутствии скольжения окружные скорости обоих звеньев равны, т.е. $v_1 = v_2$;

окружная сила передачи, Н,

$$F_t = P/v = 2M/d, \quad (7.56)$$

где P — мощность, Вт; v — окружная скорость, м/с. На ведомом колесе направление силы F_t совпадает с направлением вращения, а на ведущем — противоположно ему;

вращающий момент, Н·м

$$M = P/\omega = F_t d/2. \quad (7.57)$$

Вращающий момент на ведущем валу $M_1 = P_1/\omega_1$ — это момент движущих сил, и его направление совпадает с направлением вращения вала; момент на ведомом валу $M_2 = P_2/\omega_2$ — это момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала.

При расчете передач часто пользуются зависимостью между вращающимися моментами на валах. Эту зависимость получим, разделив выражение момента M_2 на M_1 ,

$$M_2/M_1 = (P_2/P_1)\omega_1/\omega_2 = \eta u, \quad (7.58)$$

где u — передаточное число.

Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности,

$$u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2. \quad (7.59)$$

Передаточным отношением называется отношение угловых скоростей или частот вращения ведущего и ведомого звеньев. В дальнейшем передаточное отношение для всех типов передач будем условно называть передаточным числом и обозначать через u . При $v_1 = v_2$ или $\omega_1 d_1/2 = \omega_2 d_2/2$ получим передаточное число

$$u = \omega_1/\omega_2 = d_2/d_1 \text{ или } u = n_1/n_2. \quad (7.60)$$

Для зубчатой передачи, понижающей угловую скорость, передаточное число

$$u = z_2/z_1, \quad (7.61)$$

где z_1 — число зубьев шестерни (зубчатое колесо с меньшим числом зубьев); z_2 — число зубьев колеса (зубчатое колесо с большим числом зубьев).

Передачи для повышения угловой скорости ($u < 1$) называют мультипликаторами или ускорителями. Примерами подобных передач являются передачи в приводе сепараторов, центрифуг, исполнительные органы которых имеют угловую скорость выше угловой скорости двигателя ($\omega_2 > \omega_1$). Передачи для понижения угловой скорости исполнительного органа ($u > 1$) называют редукторами. Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, так как угловая скорость исполнительного механизма, как правило, меньше угловой скорости двигателя ($\omega_2 < \omega_1$).

В зависимости от устройства передачи передаточное число может быть постоянным или переменным — регулируемым в определенных пределах по ступенчатому (коробки скоростей с зубчатыми колесами и т.п.) или плавному бесступенчатому (вариаторы) закону. Передачи ступенчатого регулирования с зубчатыми колесами обладают высокой работоспособностью и поэтому широко применяются в транспортном машиностроении, станкостроении и т.п. Передачи бесступенчатого регулирования обладают меньшей нагрузочной способностью и имеют ограниченное распространение.

Если одной парой зубчатых колес нельзя обеспечить требуемое передаточное число, то применяют ряд последовательно соединенных одноступенчатых передач, так называемую многоступенчатую передачу. На рис. 7.26 показана двухступенчатая зубчатая передача (двухступенчатый редуктор). Ее общее передаточное число $u_{\text{общ}} = (z_2/z_1)(z_4/z_3) = u_1 u_2$ или

$$u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_n, \quad (7.62)$$

где $u_1, u_2 \dots u_n$ — передаточные числа каждой ступени.

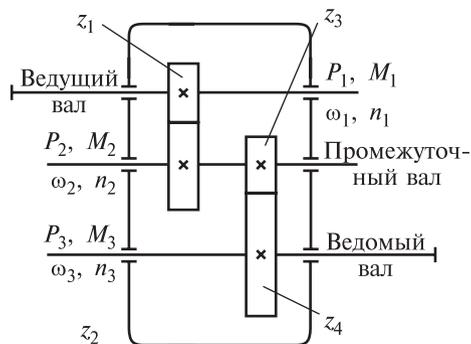


Рис. 7.26. Двухступенчатый редуктор

Общий КПД многоступенчатой передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (7.63)$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ — КПД каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и др.), а также других звеньев привода, где имеются потери мощности (подшипники, муфты).

Фрикционные передачи

Фрикционная передача относится к передачам трением с непосредственным контактом фрикционных элементов. Передача состоит из двух катков, закрепленных на валах (рис. 7.27). Подшипники ведомого вала выполнены подвижными, благодаря чему вал может перемещаться в направлении линии центров передачи. Пружина сжатия, действующая на подвижный подшипник, прижимает катки один к другому силой F_r , нагрузка передается силой трения R_f , возникающей в месте контакта вращающихся катков. Условие работоспособности передачи

$$R_f \geq F_r, \quad (7.64)$$

где $F_r = 2M_2/d_2$ — передаваемая окружная сила; $R_f = fF_r$ — сила трения.

Следовательно, $fF_r \geq F_t$, откуда сила прижатия катков

$$F_r = KF_t/f, \quad (7.65)$$

где K — коэффициент запаса сцепления; $K = 1,25-1,5$ для силовых передач и $K \approx 3$ для передач приборов; f — коэффициент трения скольжения между катками; $f = 0,15-0,20$ для стали по

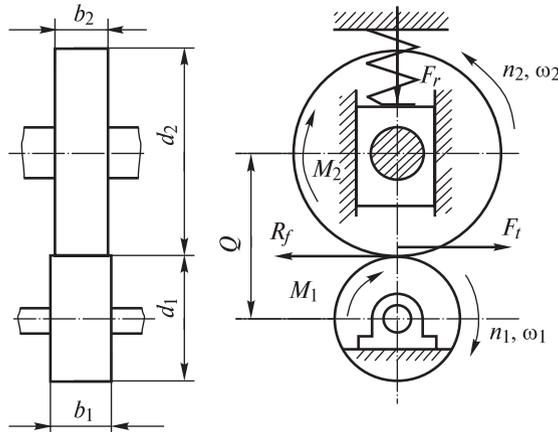


Рис. 7.27. Фрикционная передача

стали или чугуну всухую и $f = 0,04-0,05$ для стали по стали в масле. Значение силы F_r во много раз больше силы F_t (например, при $K = 1,25$ и $f = 0,05 \cdot F_r = 25F_t$), что является большим недостатком фрикционных передач.

Основным критерием работоспособности и расчета фрикционных передач с металлическими катками является их контактная прочность, которая зависит от значения контактных напряжений σ_H . Наибольшее значение σ_H определяют по формуле (7.11). Условие прочности

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H], \quad (7.66)$$

где $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары катков. Для закаленных сталей при хорошей смазке $[\sigma_H] = 1000-1200 \text{ Н/мм}^2$, для чугунов $[\sigma_H] = 1,5\sigma_{\text{ви}}$, где $\sigma_{\text{ви}}$ — предел прочности чугуна при изгибе.

Расчет ременных передач

Плоскоременные передачи. Расчет по тяговой способности плоскоременной передачи сводится к определению требуемой площади поперечного сечения ремня по формуле

$$A = b\delta = F_t/[k], \quad (7.67)$$

из которой находят необходимую ширину ремня b при предварительно выбранной толщине δ . В формуле (7.67) $[k]$ — допускаемая удельная окружная сила, определение которой основано на кривых скольжения. Разделив обе части равенства на площадь поперечного сечения ремня A , получим

$$k_0 = 2\psi_0\sigma_0,$$

где k_0 — допускаемая номинальная удельная окружная сила, соответствующая критическому значению коэффициента тяги ψ_0 . Номинальной она называется потому, что получена при испытании ремней в стандартных условиях ($\alpha_1 = 180^\circ$, $v = 10$ м/с, нагрузка спокойная, передача горизонтальная). опыты показывают, что значение k_0 зависит от типа ремня, его толщины δ , диаметра d_1 и начального напряжения σ_0 . Анализ кривых скольжения, полученных при испытании плоских ремней в стандартных условиях при принятом σ_0 , позволил установить зависимость для определения значения

$$k_0 = s - w(\delta/d_1), \quad (7.68)$$

где s и w — опытные коэффициенты, имеющие следующие значения:

	s	w	σ_0	δ/d_1
Резинотканевый ремень	2,5	10	1,8	1/40
Синтетический ремень	11,6	440	10	1/(100–150)

Условия работы проектируемых передач отличаются от стандартных, поэтому расчет их следует вести не по k_0 , а по допускаемой удельной окружной силе $[k]$, которая поправочными коэффициентами учитывает действительные условия работы передачи:

$$[k] = k_0 C_\alpha C_v C_\theta / C_p, \quad (7.69)$$

где C_α — коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата на малом шкиве:

Угол обхвата α_1 ,		180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
C_α	для плоских ремней	1,0	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	-	-	-
	для клиновых и поликлиновых ремней	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83	0,78	0,74	0,68

C_v — скоростной коэффициент, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивами под действием центробежной силы. Для резинотканевых ремней $C_v = 1,04 - 0,0004v^2$, для синтетических — $C_v = 1,01 - 0,0001v^2$, для клиновых и поликлиновых — $C_v = 1,05 - 0,0005v^2$; C_θ — коэффициент расположения передачи. Для плоскоремennых передач C_θ зависит от угла наклона θ линии центров передач к горизонту. Значения C_θ равны 1,0; 0,9 и 0,8 при θ , соответственно равных 0–60, 60–80 и 80–90°. Для клиноремennых и поликлиноремennых передач $C_\theta = 1$; C_p — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы. Значения C_p при односменной работе:

Характер нагрузки	Спокойная	Умеренные колебания	Значительные колебания
C_{p1}	1,0	1,1	1,2

При двух- и трехсменной работе коэффициент режима соответственно принимают: $C_{p2} = 1,1C_{p1}$; $C_{p3} = 1,4C_{p1}$.

Передачи клиновыми и поликлиновыми ремнями. Расчет производят из условий тяговой способности и долговечности. Ограниченное число типоразмеров стандартных клиновых и поликлиновых ремней позволило экспериментально определить номинальную мощность P_0 , передаваемую одним ремнем данного сечения эталонной длиной L_0 в стандартных условиях ($\alpha = 180^\circ$, $u = 1$, нагрузка спокойная). Значения P_0 , кВт, для клиновых ремней нормальных сечений даны в табл. 7.9, для клиновых узких ремней — в табл. 7.10, а для поликлиновых ремней с десятью ребрами — в табл. 7.11.

Условия работы проектируемых передач отличаются от стандартных. Поэтому расчет их следует вести с учетом поправочных коэффициентов по мощности, передаваемой одним ремнем данного сечения в действительных условиях эксплуатации P_p , кВт:

$$P_p = P_0 C_\alpha C_L C_u / C_p, \quad (7.70)$$

где C_L — коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня (косвенно учитывает частоту пробегов U); он зависит от отношения расчетной длины ремня L_p к эталонной

Таблица 7.9

Обозначение сечения ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Номинальная мощность P_0 , кВт, при скорости ремня v , м/с				
		5	10	15	20	25
О ($L_0 = 1320$)	63	0,49	0,82	1,03	1,11	–
	71	0,56	0,95	1,22	1,37	1,4
	80	0,62	1,07	1,41	1,6	1,65
А ($L_0 = 1700$)	90	0,84	1,39	1,75	1,88	–
	100	0,95	1,6	2,07	2,31	2,29
	112	1,05	1,82	2,39	2,74	2,88
Б ($L_0 = 2240$)	125	1,39	2,26	2,8	–	–
	140	1,61	2,7	3,45	3,83	–
	160	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
В ($L_0 = 3750$)	200	2,77	4,59	5,8	6,33	–
	224	3,15	5,36	6,95	7,86	7,95

Примечание. Для промежуточных значений скорости мощность P_0 рассчитывают линейной интерполяцией.

L_0 . Значения L_0 даны в табл. 7.9–7.11. Коэффициент C_L имеет следующие значения:

L_p/L_0	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
Клиновый ремень нормального сечения	0,82	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,1	1,15
Клиновый узкий и поликлиновый ремень	0,85	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08	1,12

C_u — коэффициент передаточного числа u :

u	1,0	1,6	2,0	2,4	3,0 и более
C_u	1,00	1,10	1,12	1,13	1,14

Значения коэффициентов C_α и C_p — см. пояснения к формуле (7.69).

При расчете клиноременных передач определяют требуемое число ремней z в передаче для обеспечения среднего ресурса эксплуатации (2000 ч) по ГОСТ 1284.3–80:

$$z = P_1 / (P_p C_z), \quad (7.71)$$

где P_1 — передаваемая мощность на валу малого шкива, кВт;
 C_z — коэффициент, учитывающий неравномерную нагрузку ремней, вводится при $z \geq 2$; $C_z = 0,95$ при $z = 2-3$; $C_z = 0,9$ при $z = 4-6$; $C_z = 0,85$ при $z > 6$.

Таблица 7.10

Обозначение сечения ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Номинальная мощность P_0 , кВт, при скорости ремня v , м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
УО ($L_0 = 1600$)	63	0,68	0,95	1,5	1,8	1,85	–	–
	71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	–
	80	0,9	1,38	2,34	3,06	3,5	3,66	–
	90	0,92	1,55	2,65	3,57	4,2	4,5	4,55
	100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,2	5,35
	112	1,15	1,8	3,2	4,35	5,25	5,86	6,15
	125	1,22	1,9	3,4	4,7	5,7	6,42	6,85
УА ($L_0 = 2500$)	90	1,08	1,56	2,57	–	–	–	–
	100	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	–	–
	112	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	–
	125	1,53	2,41	4,23	5,67	6,6	7,12	7,1
УБ ($L_0 = 3550$)	140	1,96	2,95	5	6,37	–	–	–
	160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,1	9,49	–
	180	2,46	3,8	6,7	9,05	10,6	11,4	11,5
УВ ($L_0 = 5600$)	224	3,55	5,45	9,4	12,3	14,1	–	–
	250	3,93	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1

Примечание. Для промежуточных значений скоростей мощность P_0 рассчитывают линейной интерполяцией.

Таблица 7.11

Обозначение сечения ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Номинальная мощность P_0 , кВт, при скорости ремня v , м/с						
		2	5	10	15	20	25	30
К ($L_0 = 710$)	40	0,65	1,4	2,4	3,2	3,7	–	–
	45	0,7	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	–
	50	0,76	1,65	2,9	4	4,8	5,3	–
	63	0,85	1,9	3,4	4,6	6,7	6,4	6,8
Л ($L_0 = 1600$)	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	–	–
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	–	–
	100	2,3	5	8,6	11,2	12,7	13,0	–
	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
М ($L_0 = 2240$)	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4

Примечание. Для промежуточных значений скоростей мощность P_0 рассчитывают линейной интерполяцией.

Сила предварительного натяжения одного ремня без учета влияния центробежных сил (ГОСТ 1284.2–80)

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_p C_L}{z v C_\alpha C_u}, \quad (7.72)$$

где P_1 — кВт.

Сила, действующая на вал,

$$F_B = 2 F_0 z \sin(\alpha_1/2). \quad (7.73)$$

При расчете поликлиновых передач определяют требуемое число ребер:

$$z = 10 P_1 / P_p. \quad (7.74)$$

Для поликлиновых передач силы F_0 и F_B определяют по формулам (7.72) и (7.73) при $z = 1$, а коэффициент C_p принимают для односменной работы.

Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач

Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев.

Расчет производят при контакте зубьев в полюсе зацепления. Контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 . При этом наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}}.$$

Прямозубые передачи. Нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии зуба

$$q = \frac{E_n}{l_\Sigma} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} = \frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} Z_\varepsilon^2}{b_2 \cos \alpha_w},$$

где $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, $K_{H\nu}$ — коэффициенты нагрузки, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями (для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$), неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине контактных линий) и дополнительные динамические нагрузки (см. ниже);

l_{Σ} — суммарная длина контактных линий, которая зависит от коэффициента торцового перекрытия ε_{α} и изменяется от ширины венца колеса b_2 (при однопарном зацеплении) до $2b_2$ (при двухпарном зацеплении). При расчетах l_{Σ} определяют по эмпирической формуле

$$l_{\Sigma} = b_2 / Z_{\varepsilon}^2, \text{ где } Z_{\varepsilon} = \sqrt{(4 - \varepsilon_{\alpha})/3}.$$

Приведенный радиус кривизны

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{d_1 \sin \alpha_w u}{2(u + 1)},$$

где ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны эвольвентных профилей зубьев в полюсе зацепления:

$$\rho_1 = (d_1/2) \sin \alpha_w; \quad \rho_2 = (d_2/2) \sin \alpha_w = (d_1 u/2) \sin \alpha_w.$$

Подставив значения q и $\rho_{\text{пр}}$ в формулу (7.11) и заменив $\sin \alpha_w \cos \alpha_w = (\sin 2\alpha_w)/2$, получим

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{\pi(1 - \mu^2)} \frac{2Z_c^2}{\sin \alpha_w} \frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u + 1)}{b_2 d_1 u}}$$

или

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u + 1)}{b_2 d_1 u}}, \quad (7.75)$$

где $Z_M = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{\pi(1 - \mu^2)}}$ — коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес. Для стальных зубчатых колес $Z_M = 275 H^{1/2}/\text{мм}$; $Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha_w}$ — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; при $\alpha_w = 20^\circ$ $Z_H = 1,76$; Z_{ε} — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубых передач среднее значение $Z_{\varepsilon} \approx 0,9$.

Выразив в формуле (7.75) F_t через главные параметры цилиндрических передач — вращающий момент на ведомом валу M_2 и межосевое расстояние a_w , т.е. $F_t = 2M_2/d_2$, где $d_2 = 2a_w u/(u + 1)$, и заменив $d_1 = d_2/u$, после подстановки значений коэффициен-

тов Z_M , Z_H , Z_ε и $K_{H\alpha} = 1$ получим формулу проверочного расчета прямозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{Hv} (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H], \quad (7.76)$$

где σ_H и $[\sigma_H]$ — расчетное и допускаемое контактные напряжения, Н/мм²; M_2 — Н·мм; a_w и b_2 — мм.

При проектировочном расчете определяют межосевое расстояние. Заменяв в формуле (7.76) значение $b_2 = \psi_a a_w$, где ψ_a — коэффициент ширины венца колеса, и решив ее относительно a_w , предварительно приняв $K_{Hv} = 1,25$, получим формулу проектировочного расчета прямозубых передач:

$$a_w = 49,5(u+1)^3 \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}}. \quad (7.77)$$

Косозубые передачи. Вследствие наклона зубьев в зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб, повышая его прочность (снижая расчетные напряжения). Это учитывается уменьшением коэффициентов Z_H и Z_ε , которые принимают средние значения:

$Z_H = 1,76 \cos \beta \approx 1,71$; $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon}} \approx 0,8$. Тогда с учетом коэффициента $K_{H\alpha}$ из выражения (7.76) получим формулу проверочного расчета косозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H]. \quad (7.78)$$

Косозубые передачи работают более плавно, чем прямозубые, поэтому коэффициент K_{Hv} меньше. Предварительно приняв произведение $K_{H\alpha} K_{Hv} = 1,1$, по аналогии с прямозубыми передачами из выражения (7.78) получим формулу проектировочного расчета косозубых передач:

$$a_w = 43(u+1)^3 \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}}. \quad (7.79)$$

Полученные по формулам (7.77) и (7.79) значения a_w округляют до ближайшего стандартного.

При расчете по формулам (7.76) и (7.78) должно соблюдаться условие

$$\sigma_H \geq 0,8[\sigma_H], \text{ но } \leq 1,1[\sigma_H]. \quad (7.80)$$

Это означает, что допускается недогрузка передачи не более $0,8[\sigma_H]$, а перегрузка до $0,1[\sigma_H]$. Если условие (7.80) не выполняется, то изменяют ширину венца колеса b_2 , не выходя за пределы рекомендуемых значений ψ_a . Если это не дает желательного результата, то либо изменяют межосевое расстояние, либо назначают другие материалы колес или другую термообработку и расчет повторяют.

Расчет зубьев на изгиб. *Прямозубые передачи.* При выводе расчетной формулы принимают следующие допущения: вся нагрузка F_n зацепления передается одной парой зубьев (рис. 7.28), которая приложена к вершине зуба и направлена по нормали к его профилю (сила трения не учитывается); зуб рассматривают как консольную балку прямоугольного сечения, что позволяет рассчитывать его методами сопротивления материалов. Фактически зуб представляет собой балку с изменяющейся формой. Это учитывается введением в расчетные формулы теоретического коэффициента концентрации напряжений K_T .

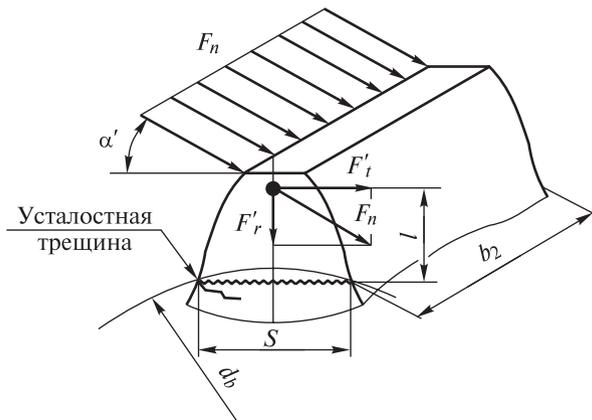


Рис. 7.28. Нагрузка на зуб

Распределенную по ширине b_2 венца зуба нагрузку заменяют сосредоточенной силой F_n , которую переносят по линии действия на ось зуба и раскладывают на две составляющие: изгибающую зуб $F'_t = F_n \cos \alpha' = F_t \cos \alpha' / \cos \alpha_w$ и сжимающую $F'_r = F_n \sin \alpha' = F_t \sin \alpha' / \cos \alpha_w$, где α' — угол направления нормальной силы F_n , который несколько больше угла зацепления α_w .

Напряжение изгиба в опасном сечении (вблизи хорды основной окружности), т.е. напряжение на растянутой стороне зуба, где возникают усталостные трещины,

$$\sigma_F = (F'_t l / W - F'_r / A) K_r,$$

где $W = b_2 s^2 / 6$ — осевой момент сопротивления опасного сечения зуба; $A = b_2 s$ — площадь опасного сечения; b_2 , l и s показаны на рис. 7.28. Выразим величины l и s через модуль: $l = \mu m$ и $s = \nu m$, где μ и ν — коэффициенты, учитывающие форму зуба. Тогда после подстановки в исходную формулу значений F'_t , F'_r , W и A получим

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_2 m} \left(\frac{6\mu \cos \alpha'}{\nu^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{\nu \cos \alpha_w} \right) K_T = Y_F F_t / (b_2 m), \quad (7.81)$$

где $Y_F = [6\mu \cos \alpha' / (\nu^2 \cos \alpha_w) - \sin \alpha' / (\nu \cos \alpha_w)] K_T$ — коэффициент формы зуба.

С учетом неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (коэффициент $K_{F\beta}$) и дополнительной динамической нагрузки в зацеплении (коэффициент K_{Fv}) получим формулу для проверочного расчета прямозубых передач:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (7.82)$$

где σ_F и $[\sigma_F]$ — расчетное и допускаемое напряжения изгиба, Н/мм²; F_t — Н; b_2 и m — мм; Y_F — коэффициент формы зуба — величина безразмерная, зависящая от числа зубьев z или z_v и коэффициента смещения x . Значения Y_F для зубчатых колес без смещения:

z или z_v	17	20	22	24	26	30	35	40	50	80	≥ 100
Y_F	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,8	3,75	3,7	3,65	3,6	3,6

Из-за меньшего числа зубьев зуб шестерни у основания более тонкий, чем у колеса; это отражено в большем значении

коэффициента $Y_F (Y_{F1} > Y_{F2})$. Для обеспечения примерно равной прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб, шестерню делают из более прочного материала, чем колесо. Зубья шестерни и колеса будут иметь примерно равную прочность на изгиб при условии

$$[\sigma_F]_1/Y_{F1} \approx [\sigma_F]_2/Y_{F2}. \quad (7.83)$$

Модуль зубьев m определяют расчетом на изгиб исходя из межосевого расстояния a_w , полученного из условия контактной прочности. В этом случае для получения расчетной формулы надо в выражении (7.82) заменить F_t на $2M_2/d_2$, где $d_2 = 2a_w u/(u + 1)$. Тогда, решив уравнение (7.82) относительно модуля m , при некоторых средних значениях коэффициентов Y_F , $K_{F\beta}$ и K_{Fv} получим формулу для приближенного определения модуля:

$$m \geq \frac{6,8M_2(u + 1)}{ua_w b_2 [\sigma_F]}. \quad (7.84)$$

В формулу (7.84) вместо $[\sigma_F]$ подставляют меньшее из $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$. Полученное значение модуля округляют в большую сторону до стандартного.

Формула (7.84) является основной для определения m прямозубых передач, рассчитываемых на контактную прочность. При этом обеспечивается примерно равная контактная и изгибная прочность зубьев.

Косозубые передачи. Наклонное расположение зубьев увеличивает их прочность на изгиб и уменьшает динамические нагрузки. Это учитывается введением в расчетную формулу прямозубых передач (7.82) поправочных коэффициентов Y_β и $K_{F\alpha}$.

Формула проверочного расчета косозубых передач

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (7.85)$$

где $Y_\beta = 1 - \beta^\circ/140^\circ$ — коэффициент, учитывающий наклон зуба; $K_{F\alpha}$ — коэффициент распределения нагрузки между зубьями. Коэффициент формы зуба Y_F выбирают по эквивалентному числу зубьев z_v .

При расчете по формулам (7.82) и (7.85) принимают значения Y_F и $[\sigma_F]$ того колеса, для которого меньше отношение $[\sigma_F]/Y_F$.

Нормальный модуль зубьев m_n определяют по аналогии с прямозубыми передачами. При некоторых средних значениях коэффициентов Y_F , Y_β , $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$ и K_{Fv} получим формулу для приближенного определения модуля косозубых передач

$$m_n \geq \frac{5,8M_2(u+1)}{ua_w b_2 [\sigma_F]} \quad (7.86)$$

и для шевронных передач

$$m_n \geq \frac{5,2M_2(u+1)}{ua_w b_2 [\sigma_F]}. \quad (7.87)$$

При проверке по формулам (7.82) и (7.85) можно получить σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$, что не является недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб. Если расчетное значение σ_F превышает допустимое, то применяют колеса, нарезанные с положительным смещением инструмента, или увеличивают m ; $\sigma_F > [\sigma_F]$ означает, что в передаче из данных материалов решающее значение имеет не контактная прочность, а прочность зубьев на изгиб. На практике к таким передачам относятся передачи с весьма ограниченным сроком службы и передачи с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев — 51-63HRC₃ (цементация, нитроцементация, азотирование). Проектировочный расчет таких передач следует выполнять с целью обеспечения прочности зубьев на изгиб по формуле определения минимально допустимого модуля m , а затем выполнить проверочный расчет зубьев на контактную прочность.

Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев прямозубой конической передачи выполняют по аналогии с прямозубой цилиндрической передачей [см. формулу (7.76)], но для расчетов конические колеса заменяют эквивалентными цилиндрическими прямозубыми колесами l , начальные окружности которых представляют собой развертки средних

дополнительных конусов. Диаметры делительных окружностей эквивалентных колес:

$$d_{v1} = d_1 / \cos \delta_1; \quad d_{v2} = d_2 / \cos \delta_2. \quad (7.88)$$

Межосевое расстояние эквивалентной передачи

$$a_v = r_{v1} + r_{v2} = R(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2) = R(u^2 + 1)/1. \quad (7.89)$$

Передаточное число эквивалентной передачи

$$u_v = d_{v2}/d_{v1} = d_2 \cos \delta_1 / (d_1 \cos \delta_2) = u \sin \delta_2 / \cos \delta_2 = u^2. \quad (7.90)$$

Момент на эквивалентном колесе определяют из условия равенства окружных сил в эквивалентной и конической передачах $F_{tv} = F_t = 2M_{v2}/d_{v2} = 2M_2/d_2$, откуда с учетом формулы (7.88)

$$M_{v2} = M_2 d_{v2}/d_2 = M_2 / \cos \delta_2 = M_2 \sqrt{u^2 + 1}. \quad (7.91)$$

По опытным данным, нагрузочная способность конической передачи составляет 0,85 по сравнению с эквивалентной цилиндрической. Поэтому в знаменатель расчетных формул вводят 0,85 — коэффициент понижения допускаемой нагрузки для конических прямозубых передач.

С учетом сказанного получим формулу проверочного расчета конических прямозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{310}{(R_e - 0,5b)u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{0,85b}} \leq [\sigma_H]. \quad (7.92)$$

При проектировочном расчете определяют *внешний делительный диаметр колеса* d_{e2} . Заменяя в формуле (7.92) значения $R_e = \frac{d_{e2}}{2u} \sqrt{(u^2 + 1)}$ и $b = K_{be} R_e$ и решив ее относительно d_{e2} , предварительно приняв $K_{Hv} = 1,25$, получим формулу *проектировочного расчета* конических прямозубых передач:

$$d_{e2} = 98,53 \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{(1 - 0,5K_{be})^2 K_{be} [\sigma_H]^2 0,85}}. \quad (7.93)$$

При проектировании передач с параметрами по ГОСТ 12289–76 $K_{be} = 0,285$, тогда

$$d_{e2} \geq 1653 \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{0,85[\sigma_H]^2}}. \quad (7.94)$$

Значения d_{e2} регламентированы ГОСТ 12289–76 (табл. 7.12).

При известном d_{e2} после соответствующего преобразования выражения (7.92) получим окончательную формулу *проверочного* расчета прямозубых конических передач на контактную прочность:

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 u K_{H\beta} K_{Hv}}{0,85 d_{e2}}} \leq [\sigma_H], \quad (7.95)$$

где σ_H и $[\sigma_H]$ — расчетное и допустимое контактные напряжения, Н/мм²; M_2 — Н·мм; d_{e2} — мм.

Расчет на контактную прочность конических передач с круговыми зубьями ведут по формулам для конических прямозубых передач с введением в знаменатель этих формул экспериментального коэффициента повышения допускаемой нагрузки 1,5 вместо 0,85.

Тогда из выражения (7.94) получим формулу *проектировочного расчета*

$$d_{e2} \geq 1653 \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{1,5 [\sigma_H]^2}}. \quad (7.96)$$

Из выражения (7.95) получим формулу *проверочного расчета*

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 u K_{H\beta} K_{Hv}}{1,5 d_{e2}}} \leq [\sigma_H], \quad (7.97)$$

где $K_{H\beta}$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Для прирабатывающихся колес

Таблица 7.12

Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} , мм	Ширина зубчатых венцов b , мм, при номинальном передаточном числе u				Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} , мм	Ширина зубчатых венцов b , мм, при номинальном передаточном числе u			
	1,6	2	2,5	3,15		1,6	2	2,5	3,15
100	17	16	15	15	200	34	32	30	30
125	21	20	19	19	225	38	36	34	34
140	24	22	21	21	250	42	40	38	38
160	28	25	25	25	280	48	45	42	42
180	30	28	28	26	315	52	50	48	48

$K_{F\beta} = 1,1$. Для неприрабатывающихся колес $K_{F\beta}$ выбирают по таблице в зависимости от коэффициента ширины зубчатого венца

$$\psi_d = b/d_1 = 0,166\sqrt{u^2 + 1}, \quad (7.98)$$

где K_{Hv} — коэффициент динамической нагрузки.

Расчет зубьев на изгиб конических прямозубых и конических передач с круговыми зубьями выполняют по аналогии с прямозубой цилиндрической передачей. Условие прочности

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{v_F b m_e} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (7.99)$$

где v_F — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес $v_F = 0,85$; для колес с круговыми зубьями $v_F = 1$; m_e или m_{te} — внешние окружные модули; Y_F — коэффициент формы зуба, принимают по эквивалентным числам зубьев для прямозубых колес и для колес с круговыми зубьями; коэффициент $K_{F\beta}$ для прирабатывающихся колес: с прямыми зубьями $K_{F\beta} = 1$, с круговыми зубьями $K_{F\beta} = 1,1$; для неприрабатывающихся колес $K_{F\beta}$ выбирают по таблице в зависимости от коэффициента ψ_d , см. формулу (7.98). Значения коэффициента K_{Fv} принимают по таблице (для колес с круговыми зубьями K_{Fv} выбирают из графы для косозубых колес). Ширина зубчатых венцов колес b зависит от диаметра d_{e2} и передаточного числа u , выбирается по табл. 7.12.

Модуль и число зубьев. Внешний окружной модуль m_e или m_{te} определяют расчетом на изгиб по формуле

$$m_e(m_{te}) \geq \frac{14M_2}{v_F d_{e2} b [\sigma_F]} K_{F\beta}. \quad (7.100)$$

В этом случае обеспечивается приблизительная равнопрочность зубьев по выкрашиванию и излому. В формулу (7.100) вместо σ_F подставляют меньшее из $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$. Полученное значение m_e или m_{te} можно не округлять до стандартного значения. Принимать m_e или $m_{te} < 1,5$ мм в силовых конических передачах не рекомендуется.

Минимальное число зубьев шестерни z конической передачи с круговыми зубьями определяют по формуле

$$z_{1\min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta_n. \quad (7.101)$$

В практике проектирования рекомендуется выбирать $z_1 \approx 18-35$, при этом для прямозубой передачи $z_{1\min} \geq 25$, для передачи с круговым зубом $z_{1\min} \geq 15$.

Расчет передачи винт–гайка

Наиболее частая причина выхода из строя винтов и гаек — это износ их резьбы. Поэтому *основным критерием работоспособности и расчета передачи является износостойкость*. Расчет на износостойкость выполняют как проектировочный. Другими критериями работоспособности является *прочность и устойчивость* винта. Эти расчеты выполняют как проверочные.

Расчет на износостойкость. Расчет сводится к определению фактического среднего давления $p_{\text{ср}}$ между витками резьбы винта и гайки и сравнению его с допускаемым $[p]$. Условие износостойкости в предположении равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы:

$$p_{\text{ср}} = \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p],$$

где d_2 — средний диаметр резьбы; H_1 — рабочая высота профиля резьбы; $z = H/p$ — число витков в гайке высотой H и с шагом p . Заменяв в этой формуле z на H/p и обозначив $\psi_H = H/d_2$ — коэффициент высоты гайки, $\psi_h = H_1/p$ — коэффициент рабочей высоты профиля резьбы, получим формулу *проектировочного расчета* передачи:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_H \psi_h [p]}}. \quad (7.102)$$

Принимают $\psi_h = 0,5$ для трапецеидальной и $\psi_h = 0,75$ для упорной резьбы; $\psi_H = 1,2-2,5$ для цельных гаек и $\psi_H = 2,5-3,5$ для разъемных гаек.

Длину винта выбирают конструктивно в зависимости от требуемого перемещения l . Для домкратов $l = (8-10)d$.

Наружный диаметр гайки D определяют из условия прочности ее тела на растяжение и кручение:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma_p]} + d^2}, \quad (7.103)$$

где $F_{\text{расч}}$ — расчетная сила; $F_{\text{расч}} = 1,25F$ для трапецидальных и $F_{\text{расч}} = 1,2F$ для упорных и прямоугольных резьб. Числовой коэффициент учитывает совместное действие растяжения и кручения.

Диаметр буртика гайки D_1 определяют из условия прочности на смятие

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{\text{см}}]} + D^2}. \quad (7.104)$$

Для равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы высоту буртика гайки принимают

$$a = 0,25H.$$

Расчет на прочность. Расчет производят для высоконагруженных винтов по опасному сечению винта, для установления которого строят эпюры нормальных сил и крутящих моментов. Для домкрата расчетная схема и эпюры показаны на рис. 7.29. От чашки домкрата до гайки нормальная сила N равна осевой силе F (грузоподъемность домкрата). В пределах высоты гайки сила F уменьшается до 0, а крутящий момент M_k изменяется от 0 до M_1 . От верхней грани гайки до рукоятки $M_k = M_1$, выше рукоятки $M_k = M_2$. Здесь M_1 — момент трения в резьбе; M_2 — момент трения на опорной поверхности чашки домкрата, $M_{\text{рук}}$ — момент, приложенный к рукоятке.

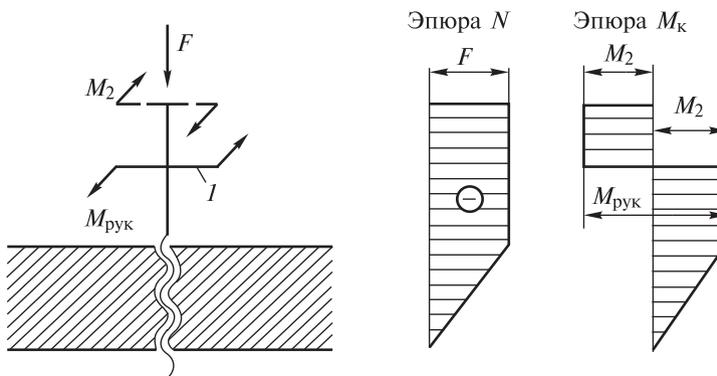


Рис. 7.29. Расчетная схема и эпюры для домкрата

Условие прочности винта по гипотезе энергии формоизменения

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{0,2d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (7.105)$$

где σ_3 — эквивалентное напряжение для опасной точки винта; F и M_k — осевая (нормальная) сила и крутящий момент в опасном сечении винта (для домкрата — выше гайки); d_1 — внутренний диаметр резьбы.

Расчет на устойчивость. Сжатые винты проверяют на устойчивость по условию

$$s_y = \sigma_{кр}/\sigma \geq [s_y], \quad (7.106)$$

где s_y — расчетный коэффициент запаса устойчивости; $[s_y]$ — допускаемый коэффициент запаса устойчивости, для грузовых и ходовых винтов принимают $[s_y] = 4-5$; $\sigma = 4F(\pi d_1^2)$ — расчетное напряжение в поперечном сечении винта; $\sigma_{кр}$ — критическое напряжение, при котором наступает потеря устойчивости винта. Методы определения $\sigma_{кр}$ и порядок проведения расчета на устойчивость приведены в учебнике.

Допускаемые напряжения. Допускаемое напряжение $[\sigma_p]$ на растяжение или сжатие стальных винтов определяют по формуле $[\sigma_p] = \sigma_T/[s_T]$ при $[s_T] = 2-3$.

Допускаемое давление в резьбе: $[p] = 11-13 \text{ Н/мм}^2$ — для закаленной стали по бронзе; $[p] = 8-10 \text{ Н/мм}^2$ — для незакаленной стали по бронзе; $[p] = 4-6 \text{ Н/мм}^2$ — для незакаленной стали по чугуну. При редкой работе (например, домкраты) давление $[p]$ повышают на 30–40%.

Допускаемое напряжение для материала гайки: на смятие бронзы или чугуна по стали $[\sigma_{см}] = 42-55 \text{ Н/мм}^2$; на растяжение: для бронзы $[\sigma_p] = 34-44 \text{ Н/мм}^2$; для чугуна $[\sigma_p] = 20-24 \text{ Н/мм}^2$.

Расчет на прочность червячных передач

Расчет на контактную прочность зубьев червячного колеса. Этот расчет должен обеспечивать не только отсутствие усталостного

разрушения поверхностей зубьев, но и отсутствие заедания. По аналогии с расчетом зубчатых передач наибольшее контактное напряжение определяют по формуле Герца (7.11):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}},$$

где q — нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий колеса и червяка,

$$q = \frac{F_{n2} K_H}{l_{\Sigma}} = \frac{2M_2 K_H}{1,3d_1 d_2 \cos \alpha_w};$$

F_{n2} — по формуле $F_{n2} = F_{t2} / (\cos \alpha_w \cos \gamma) = 2M_2 / (d_2 \cos \alpha_w \cos \gamma)$; K_H — коэффициент нагрузки; $l_{\Sigma} = 1,3d_1 / \cos \gamma$ — суммарная длина контактных линий.

В осевом сечении витки червяка имеют профиль прямобочной рейки с радиусом кривизны $\rho_1 = \infty$, а поэтому приведенный радиус кривизны $\rho_{\text{пр}}$ червячной пары равен радиусу кривизны профиля зуба червячного колеса в полюсе зацепления:

$$\rho_{\text{пр}} = \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w.$$

Приведенный модуль упругости $E_{\text{пр}} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$, где E_1 и E_2 — соответственно модуль упругости материалов червяка и венца червячного колеса. Для стали $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм², для бронзы и чугуна среднее значение $E_2 = 0,98 \cdot 10^5$ Н/мм². При указанных значениях E_1 и E_2 получим $E_{\text{пр}} = 1,33 \cdot 10^5$ Н/мм²; μ — коэффициент Пуассона. При расчете принимают $\mu = 0,3$.

Подставив значения q , $\rho_{\text{пр}}$ и $E_{\text{пр}}$ в формулу (7.11), после преобразования с учетом равенств получим *формулу проверочного расчета*:

$$\delta_{H2} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3} M_2 K_H \leq [\sigma_H]_2, \quad (7.107)$$

где σ_{H2} и $[\sigma_H]_2$ — расчетное и допускаемое контактные напряжения в зубьях колес, Н/мм²; a_w — межосевое расстояние, мм; M_2 — вращающий момент на червячном колесе, Н·мм. Решив уравнение (7.107) относительно a_w , получим *формулу проективного расчета* червячных передач:

$$a_w \geq 30,7(z_2 + q)\sqrt[3]{\frac{M_2 K_H}{([\sigma_H]_2 z_2)^2 q}}. \quad (7.108)$$

Приняв примерно среднее значение $z_2 \approx 40$, $q \approx 10$ и $K_H = 1$, из уравнения (7.108) получим приближенную формулу проективного расчета:

$$a_w \geq 61\sqrt[3]{M_2/[\sigma_H]_2^2}. \quad (7.109)$$

Расчет зубьев червячного колеса на изгиб. Этот расчет аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. При этом вводят следующие поправки и упрощения: зубья червячного колеса вследствие дуговой формы примерно на 40% прочней зубьев цилиндрического косозубого колеса, что учитывается уменьшением коэффициента формы зуба Y_{F2} ; для червячного зацепления принимают коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\epsilon = 0,74$; при среднем значении делительного угла подъема линии витка $\gamma = 10^\circ$ получим $Y_\beta = 1 - \gamma/140^\circ = 1 - 10^\circ/140^\circ = 0,93$ и $m_n = m \cos \gamma \approx 0,98m$. С учетом этих поправок, приняв $K_{F\alpha} = 1$, а $K_F = K_{F\beta} = K_{Fv}$, получим формулу проверочного расчета зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F2} = 0,7Y_{F2} \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F]_2. \quad (7.110)$$

Коэффициент формы зуба Y_{F2} выбирают в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса z_{v2} .

Так как зуб червячного колеса имеет угол наклона γ , то по аналогии с косозубым колесом

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma. \quad (7.111)$$

z_{v2}	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_{F2}	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

Коэффициент нагрузки. Для червячной передачи приблизительно принимают

$$K_H = K_F = K_\beta K_v,$$

где K_β — коэффициент концентрации нагрузки; K_v — коэффициент динамической нагрузки. Концентрация (неравномерность) нагрузки по ширине венца червячного колеса в основном вы-

зывается деформациями червяка. Хорошая прирабатываемость зубьев колеса уменьшает значение K_{β} . При постоянной внешней нагрузке $K_{\beta} = 1$.

Червячные передачи работают плавно и бесшумно, поэтому динамические нагрузки, возникающие в зацеплении этих передач, невелики и зависят от степени точности передачи и окружной скорости v_2 колеса. При достаточно высокой точности изготовления и при $v_2 \leq 3$ м/с принимают $K_v = 1$, а при $v_2 > 3$ м/с $K_v = 1,1-1,3$.

Допускаемые напряжения. Допускаемые напряжения определяют по эмпирическим формулам в зависимости от материала зубьев колеса, скорости скольжения, твердости поверхности витков червяка и срока службы передачи. Ниже рассмотрена методика определения допускаемых напряжений для червячных колес при шлифованных и полированных червяках с твердостью рабочих поверхностей витков более 46 HRC₃.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_2$ для колес из оловянных бронз (БрО10Ф1 и др.) определяют из условия износостойкости и условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев:

$$[\sigma_H]_2 = [\sigma_{H0}]C_v K_{HL}, \quad (7.112)$$

где $[\sigma_{H0}] = 0,9\sigma_B$ — допускаемое контактное напряжение при числе циклов перемены напряжений, равном 10^7 ; σ_B — предел прочности бронзы на растяжение; C_v — коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев колеса. Его принимают в зависимости от скорости скольжения:

v_s , м/с	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

K_{HL} — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность,

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\Sigma 2}}}. \quad (7.113)$$

Здесь $N_{\Sigma 2}$ — число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи. Если $N_{\Sigma 2} > 25 \cdot 10^7$, то следует принимать $25 \cdot 10^7$, тогда минимальное значение $K_{HL} = 0,67$. Значения K_{HL} не должны превышать 1,15.

ГОСТ 16162–85 устанавливает полный ресурс (срок службы) червячных редукторов $L_h = 20\,000$ ч, тогда, приняв примерно средние значения частоты вращения червяка $n_1 = 1500$ об/мин и передаточного числа $u = 20$, получим частоту вращения колеса $n_2 = n_1/u = 1500/20 = 75$ об/мин и по формуле находим

$$N_{\Sigma 2} = 60n_2L_h = 60 \cdot 75 \cdot 20\,000 = 9 \cdot 10^7,$$

а по формуле (7.33) $K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{\Sigma 2}} = \sqrt[8]{10^7 / 9 \cdot 10^7} = 0,76$. Приближенные значения $[\sigma_H]_2$ вычисляются по формуле (7.112).

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_2$ для колес из безоловянных бронз, латуней и чугунов (БрА9ЖЗЛ, ЛЦ23А6ЖЗМц2, СЧ15 и др.) определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения.

Допускаемые напряжения изгиба при нереверсивной передаче (зубья работают одной стороной) для всех марок бронз и латуней

$$[\sigma_F]_2 = (0,25\sigma_B + 0,08\sigma_2)K_{FL}; \quad (7.114)$$

для чугунов

$$[\sigma_F]_2 = 0,12\sigma_{28}K_{FL}, \quad (7.115)$$

где $\sigma_{ви}$ — предел прочности чугуна при изгибе, Н/мм²; K_{FL} — коэффициент долговечности при расчете на изгиб:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{\Sigma 2}}. \quad (7.116)$$

Здесь $N_{\Sigma 2}$ — число циклов нагружения зубьев колеса. Если $N_{\Sigma 2} < 10^6$, то принимаем $N_{\Sigma 2} = 10^6$, тогда $K_{FL} = 1$. Если $N_{\Sigma 2} > 25 \cdot 10^7$, то принимаем $N_{\Sigma 2} = 25 \cdot 10^7$, тогда $K_{FL} = 0,543$. При $N_{\Sigma 2} = 9 \cdot 10^7$ по формуле (7.116) находим $K_{FL} = 0,61$. Приближенные значения $[\sigma_F]_2$ вычисляем по формулам (7.114) и (7.115). При реверсивной передаче (зубья работают обеими сторонами) табличное значение $[\sigma_F]_2$ умножают на 0,8.

Тепловой расчет

В червячных передачах из-за повышенного трения скольжения в зацеплении происходит выделение большого количества теплоты, которая нагревает масло, а оно через стенки корпуса

передает эту теплоту окружающей среде. Если отвод теплоты недостаточен, передача перегревается. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (уменьшается вязкость), увеличиваются изнашивание червячного колеса и опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы выполняют как проверочный на основе теплового баланса: $Q_B = Q_0$, где $Q_B = (1 - \eta)P_1$ — количество теплоты, выделяемой работающей передачей в одну секунду; $Q_0 = K_T(t_M - t_B)A$ — количество теплоты, отводимой наружной поверхностью корпуса в 1 с. Из условия теплового баланса находим $(1 - \eta)P_1 = K_T(t_M - t_B)A$, откуда температура масла в корпусе червячного редуктора, °С, при непрерывной работе:

$$t_M = t_B + \frac{(1 - \eta)P_1}{K_T A}, \quad (7.117)$$

где $t_B \approx 20$ °С — температура окружающего воздуха; η — КПД червячной передачи; P_1 — мощность на валу червяка, Вт; K_T — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С), т.е. число, показывающее, сколько теплоты в секунду передается одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус. Зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха. Для чугунных корпусов принимают $K_T = 9-17$ Вт/(м²·°С). Большие значения используют при хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем или боковом расположении червяка); A — поверхность охлаждения корпуса (без учета поверхности дна), омываемая свободно циркулирующим воздухом, м². Поверхность A определяют по размерам корпуса, полученным при эскизном проектировании. Ориентировочно A определяют по эмпирической формуле

$$A \approx 20a_w^2, \quad (7.118)$$

где a_w — межосевое расстояние, м.

Условие работы передачи без перегрева

$$t_M \leq [t_M], \quad (7.119)$$

где $[t_M]$ — максимально допустимая температура нагрева масла. При нижнем расположении червяка $[t_M] = 95$ °С, при верхнем —

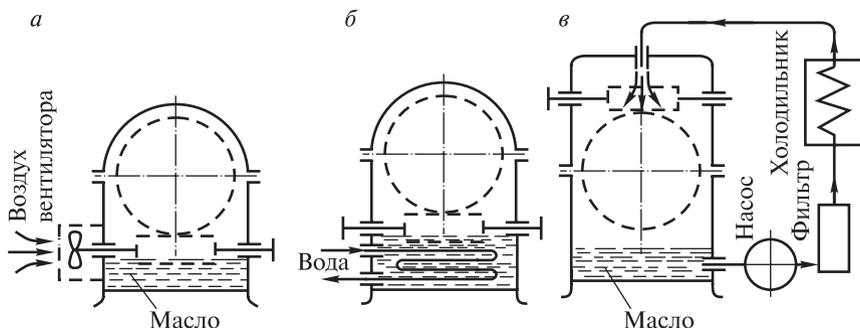


Рис. 7.30. Схемы охлаждения

$[t_M] = 75 \text{ }^\circ\text{C}$. Если при расчете получили $t_M > [t_M]$, то необходимо увеличить поверхность охлаждения A , применяя охлаждающие ребра (в расчете учитывается полная поверхность вертикальных ребер и только 50% поверхности горизонтальных), или применить искусственное охлаждение, которое осуществляется следующими способами: 1) обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка (рис. 7.30, а). При этом K_T повышается до 20–28 Вт/(м²·°С); 2) охлаждают масло водой, проходящей через змеевик (рис. 7.30, б). В этом случае K_T повышается до 90–200 Вт/(м²·°С) при скорости воды в трубе до 1 м/с; 3) применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками (рис. 7.30, в). В первых двух случаях, а также при естественном охлаждении смазка осуществляется путем погружения червяка или колеса в масло. Во избежание больших потерь на разбрызгивание и размешивание масла, а также для того, чтобы масло не вспенивалось (при этом снижаются смазочные свойства), глубина погружения колеса в масло не должна превышать высоты зуба, а глубина погружения червяка — не более высоты витка (рис. 7.30, а, б).

Расчет цепной передачи

Основным критерием работоспособности и расчета цепных передач является долговечность работы цепи на износостойкость шарниров звеньев цепи.

Расчет на износостойкость шарниров звеньев цепи. Расчет выполняют как проверочный. Для получения необходимой

долговечности цепной передачи из условия износостойкости шарниров среднее давление $p_{ц}$ в шарнирах не должно превышать допускаемого $[p_{ц}]$:

$$p_{ц} = F_t K_3 / (A_{оп} K_m) \leq [p_{ц}], \quad (7.120)$$

где F_t — окружная сила, передаваемая цепью, Н; $A_{оп} = d_0 b_0$ — площадь проекции опорной поверхности шарнира; d_0 — диаметр валика; b_0 — длина втулки; K_m — коэффициент, учитывающий число рядов цепи ($K_m = 1$ для однорядной цепи, $K_m = 1,7$ для двухрядной цепи); K_3 — коэффициент, учитывающий условия эксплуатации:

$$K_3 = K_d K_n K_p K_c, \quad (7.121)$$

где K_d — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от типа привода (в приводах от электродвигателя $K_d = 1$ при спокойной нагрузке, $K_d = 1,5$ при нагрузке с толчками); K_n — коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту ($K_n = 1$ при $\theta \leq 60^\circ$, $K_n = 1,25$ при $\theta > 60^\circ$); K_p — коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжений цепи ($K_p = 1,1$ для передач при регулировании оттяжными или нажимными звездочками, $K_p = 1$ для передачи с регулировкой положения одной из звездочек, $K_p = 1,25$ для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием); K_c — коэффициент, зависящий от способа смазывания передачи ($K_c = 0,8$ при непрерывном смазывании; $K_c = 1$ при капельном и внутришарнирном смазывании; $K_c = 1,5$ — при периодическом смазывании); $[p_{ц}]$ — допускаемое среднее давление, гарантирующее в процессе работы передачи с принятым сроком службы равномерный износ шарниров звеньев цепи,

$$[p_{ц}] = C / (L_h K_v K_3) \leq 40 \text{ Н/мм}^2, \quad (7.122)$$

где $C = 4 \cdot 10^6$ — коэффициент работоспособности; $L_h = 5 \cdot 10^3 - 10^4$ ч — срок службы передачи; $K_v = \sqrt[3]{(n_1/10)^2}$ — коэффициент влияния частоты вращения n_1 ведущей звездочки на износостойкость шарниров.

Проектировочный расчет. При расчете определяют шаг цепи p исходя из допускаемого среднего давления в шарнире звена цепи. Выразив в формуле (7.120) $A_{оп}$ через шаг p ($A_{оп} \approx 0,28p^2$)

и решив ее относительно p , получим формулу для проектировочного расчета при среднем значении межосевого расстояния $a \approx 40p$:

$$p \geq 30,5 \sqrt[3]{P_1 K_v / (n_1 K_m)}, \quad (7.123)$$

где P_1 — передаваемая мощность, кВт; p — мм. Полученное значение p округляют для ближайшего стандартного. При принятом значении p заданная частота вращения не должна превосходить наибольших рекомендуемых значений $n_{1 \max}$.

Расчет валов

Основными критериями работоспособности и расчета валов являются прочность и жесткость. Так как расчет и конструирование — процессы взаимосвязанные и взаимовлияющие, то определение необходимых размеров валов выполняется в два этапа: проектировочный расчет и проверочный расчет.

Основной расчетной нагрузкой является крутящий M_k и изгибающий $M_{\text{и}}$ моменты. Влияние сжимающих или растягивающих сил обычно мало и не учитывается.

Проектировочный расчет. На данном этапе расчета известен лишь крутящий момент M_k , численно равный передаваемому вращающему моменту M . Момент $M_{\text{и}}$ можно определить только после разработки конструкции (чертежа) вала. Поэтому *проектировочный расчет вала выполняют как условный расчет только на кручение для ориентировочного определения посадочных диаметров*. При этом обычно определяют диаметр выходного конца вала, который испытывает одно кручение. Исходя из условия прочности на кручение

$$\tau_k = M_k / W_p = M_k / (0,2d^3) \leq [\tau_k],$$

получим формулу *проектировочного расчета*

$$d \geq \sqrt[3]{M_k / (0,2[\tau_k])}, \quad (7.124)$$

где M_k — крутящий момент в расчетном сечении, Н·мм; $[\tau_k] = 12\text{--}25 \text{ Н/мм}^2$ — допускаемое напряжение при кручении. Низкое значение $[\tau_k]$ компенсирует неучтенные напряжения изгиба, характер нагрузки и концентрацию напряжений.

Полученное значение d округляют до ближайшего большего размера из чисел ряда R_{40} . По выбранному значению d с учетом удобства сборки и фиксации деталей в осевом направлении назначают остальные стандартные посадочные диаметры вала. Рекомендуется принимать такую разность диаметров ступеней вала, чтобы при сборке можно было насадить деталь, не вынимая шпонку, установленную в пазу ступени меньшего диаметра.

Диаметры вала под подшипники качения принимают с учетом размещения на них подшипников заданной долговечности и в соответствии со стандартными диаметрами их внутренних колец, которые должны оканчиваться на числа 0 или 5. Если выходной конец ведущего вала соединяется муфтой с валом электродвигателя диаметром d_3 , то рекомендуется принимать $d = (0,8-1,0)d_3$.

Окончательно размеры вала определяют после подбора подшипников, когда выявятся необходимые размеры цапф.

Проверочный расчет. Валы при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. В этом случае, как установлено практикой, основной вид разрушения валов — усталостное разрушение. Поэтому *для валов расчет на сопротивление усталости является основным расчетом на прочность.*

Проверочный расчет вала выполняют по его расчетной схеме. При составлении расчетной схемы валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах. При выборе типа опоры необходимо учитывать, что перемещения валов весьма малы, и если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, как шарнирно-подвижные.

Основными нагрузками на валы являются силы от передач через насаженные на них детали: зубчатые или червячные колеса, звездочки, шкивы. Эти силы распределены по ширине венца колеса, длине ступицы, ширине подшипника и т.п. На расчетных схемах силы и вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные в полюсе зацепления

и середине ступиц звездочки, шкива. Пример расчетной схемы показан на рис. 7.31, б.

Расчет на сопротивление усталости. При расчете на сопротивление усталости необходимо прежде всего установить характер цикла изменения напряжений, действующих на вал. Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, даже при постоянной нагрузке (рис. 7.3, а), а напряжения кручения — по отнулевому циклу (рис. 7.3, б). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передают переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты (знак момента изменяется только у реверсивных передач).

Расчет на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности s в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами изгибающих и крутящих моментов, и расположении зон концентрации напряжений и сравнении их с допускаемыми значениями коэффициентов запаса прочности $[s]$. При этом должно выполняться условие прочности:

$$s = \frac{s_{\sigma}s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2s_{\tau}^2}} \geq [s].$$

Сопротивление усталости можно значительно повысить, применив тот или иной метод поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностную закалку ТВЧ, вибрационное обкатывание и другие методы упрочняющей обработки поверхностей.

Расчет на статическую прочность производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например, в период пуска и т.п.). При этом определяют эквивалентное напряжение по пятой гипотезе прочности (гипотезе энергии формоизменения)

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{\text{max}}, \quad (7.125)$$

где $\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}}/W_{\text{ос. нетто}}$; $\tau = M_{\text{к}}/W_{\text{р. нетто}}$.

Здесь $M_{\text{и}}$ и $M_{\text{к}}$ — изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении вала при перегрузке. Предельное допускаемое напряжение принимают $[\sigma]_{\text{max}} \approx 0,8\sigma_{\text{т}}$.

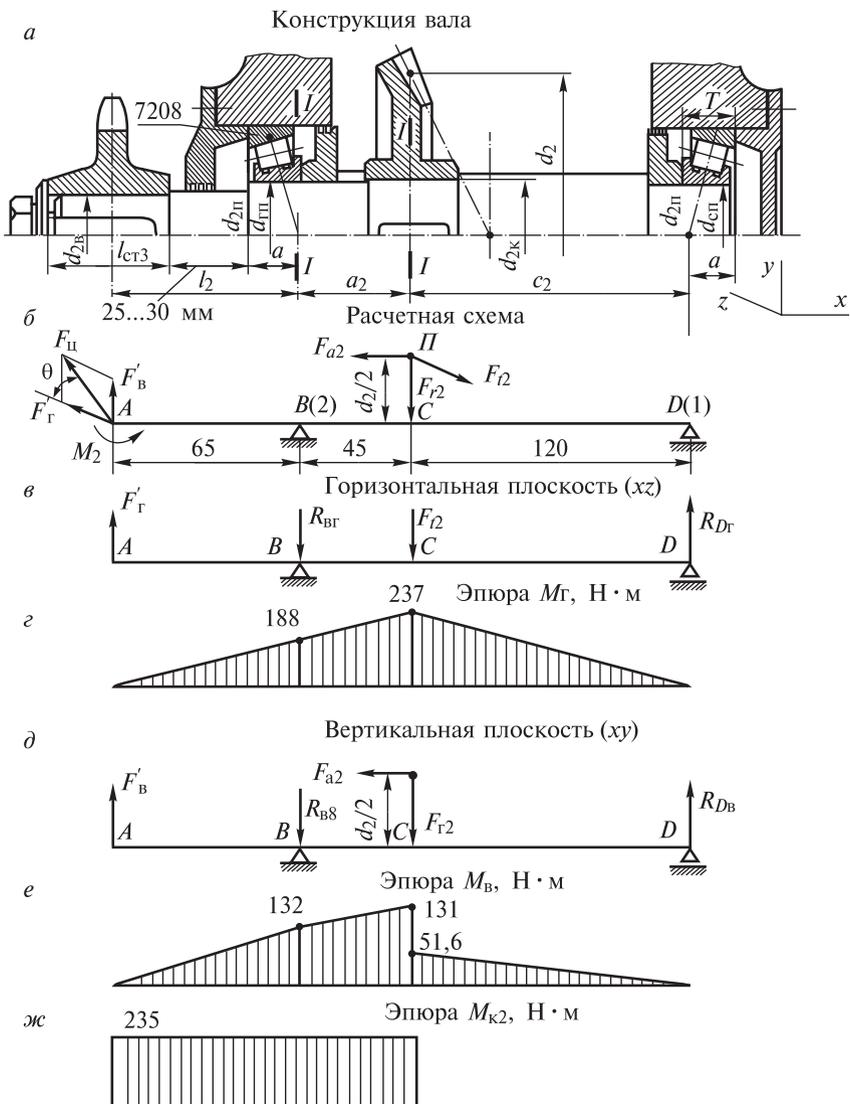


Рис. 7.31. Расчетная схема валов

Расчет на жесткость производят, если упругое перемещение валов (например, длинные валы, ходовые винты и шпиндели станков и др.) влияет на работоспособность связанных с ними деталей.

Для обеспечения требуемой жесткости вала выполняют его расчет на изгибную и крутильную жесткость. Изгибная жесткость валов определяется условиями правильной работы зубчатых передач и подшипников. Под действием нагрузок возникают прогибы валов и повороты их сечений под зубчатыми колесами и в подшипниках (рис. 7.32). Стрела прогиба вала y_2 и его поворот θ_2 под зубчатым колесом приводят к увеличению межосевого расстояния передачи, вызывают перекося колеса, повышенную концентрацию нагрузки по ширине зубчатого венца и, как следствие, усиленное изнашивание и даже излом зубьев. Поворот вала (угол наклона цапф θ) в подшипниках вызывает неравномерное распределение нагрузки по их ширине и особенно по длине роликов, что может вызвать защемление тел качения и кромочное разрушение роликов.

Изгибная жесткость оценивается значениями y_2 и θ , которые определяют методами сопротивления материалов. Условия обеспечения требуемой изгибной жесткости вала: $y_2 \leq [y_2]$ и $\theta \leq [\theta]$. Значения допускаемых прогибов $[y_2]$ и углов наклона $[\theta]$ зависят от назначения вала. Для валов передач под зубчатым колесом принимают: $[y_2] = (0,01-0,03)t$, где t — модуль, мм; $[\theta] = 0,001$ рад. Допускаемый угол наклона цапф в радиальных шарикоподшипниках $[\theta] = 0,0012$ рад, в конических роликовых $[\theta] = 0,0003$ рад. В станкостроении для валов общего назначения $[y_2] = (0,0002-0,0003)l$, где l — расстояние между опорами.

Малые значения допускаемых перемещений иногда приводят к тому, что размеры вала определяет не прочность, а жесткость. Обычно валы редуктора на жесткость не проверяют, так как расстояние между опорами сравнительно невелико. Исключение

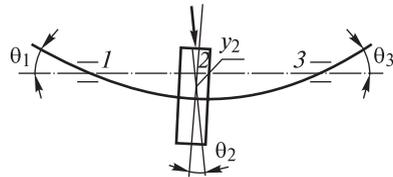


Рис. 7.32. Прогибы валов и повороты их сечений под зубчатыми колесами и в подшипниках

представляет червячный вал, проверка которого на жесткость обязательна.

Крутильная жесткость валов оценивается углом закручивания φ на единицу длины вала. Для валов передач крутильная жесткость не имеет существенного значения, и такой расчет не выполняют.

Расчет осей

Проектировочный расчет. Ось рассматривают как балку, свободно лежащую на двух опорах и нагруженную сосредоточенными силами, вызывающими изгиб. Поэтому проектировочный расчет осей на статическую прочность выполняют аналогично расчету балок с шарнирными опорами обычными методами сопротивления материалов. По конструкции оси составляют расчетную схему. Определяют реакции опор и строят эпюру изгибающего момента $M_{и}$. Устанавливают опасное сечение, для которого требуемый диаметр оси определяют из условия прочности на изгиб $w_{ос} \approx 0,1d^3 \geq M_{и}/[\sigma_{и}]$, откуда

$$d \geq \sqrt[3]{M_{и}/(0,1[\sigma_{и}])}, \quad (7.126)$$

где $M_{и}$ — максимальный изгибающий момент, Н·мм; $[\sigma_{и}]$ — допускаемое напряжение изгиба, Н/мм².

Выбор $[\sigma_{и}]$. В неподвижных осях напряжения изгиба изменяются по отнулевому циклу — самому неблагоприятному из всех знакопостоянных циклов. В этом случае для осей, изготовляемых из среднеуглеродистых сталей, $[\sigma_{и}] = [\sigma_0]$ и равна 100–160 Н/мм². Меньшие значения рекомендуются принимать при наличии концентраторов напряжений. Во вращающихся осях напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, для них принимают $[\sigma_{и}] = [\sigma_{-1}]$ и равным $(0,5–0,6)[\sigma_0]_{и}$. Если ось в расчетном сечении имеет шпоночный паз, то полученный диаметр увеличивают примерно на 10% и округляют до ближайшего большего значения.

Проверочный расчет. Расчет осей на сопротивление усталости и изгибную жесткость — частный случай расчета валов при крутящем моменте $M_k = 0$.

Расчет подшипников скольжения

Расчет на износостойкость и теплостойкость выполняют как *проверочный*, когда известны диаметр d цапфы (шипа, шейки) (рис. 7.33), который определяют при проектировочном расчете вала, и ширина вкладыша b , которую назначают по рекомендации: $b \approx (0,5-1,3)d$.

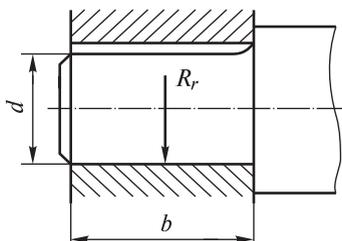


Рис. 7.33. Цапфа

При недостаточной смазке и малой угловой скорости вала подшипники скольжения работают при граничной смазке и без смазки. В этих режимах расчет подшипников выполняют условно по двум показателям: среднему давлению p между цапфой и вкладышем и произведению pv . Расчет по p гарантирует невыдавливание смазки и представляет собой расчет на износостойкость. Расчет по pv гарантирует нормальный тепловой режим, т.е. отсутствие заедания, и представляет собой расчет на теплостойкость. Для ограничения износа и нагрева необходимо выполнить условия:

$$p = R_r / (db) \leq [p], \quad (7.127)$$

$$pv \leq [pv], \quad (7.128)$$

где R_r — радиальная нагрузка на подшипник, H ; v — окружная скорость цапфы, м/с. Опытным путем установлены следующие допускаемые значения $[p]$, $H/\text{мм}^2$ и $[pv]$, $H/\text{мм}^2 \cdot \text{м}/\text{с}$:

Материал вкладыша	$[p]$	$[pv]$
Антифрикционный чугун:		
АЧК-1	0,5	2,5
АЧВ-2	12	12
Бронза БрО6Ц6С3	6	10
Бронза БрФ9Ж3	15	12
Баббит Б16	15	10

Если при расчете условия (7.127) и (7.128) не выполняются, то надо изменить материал или ширину вкладыша и повторить расчет.

Расчет подшипников качения

На основании теоретических и экспериментальных исследований получена кривая усталости подшипников качения (рис. 7.34, кривая не имеет горизонтального участка). Исходным для расчета подшипников на долговечность по усталостному выкрашиванию является уравнение этой кривой

$$L_{10} = (C_r/R_3)^p, \quad (7.129)$$

где L_{10} — базовая долговечность в миллионах оборотов. Термином «базовая» названа долговечность подшипника, соответствующая 90%-ной надежности.

Долговечность отдельного подшипника — число оборотов, которое одно из колец подшипника делает относительно другого кольца до начала усталостного разрушения материала на одном из колец или тел качения; C_r — базовая динамическая грузоподъемность в кН — постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник качения может воспринимать при базовой долговечности, составляющей 1 млн оборотов (рис. 7.34). Значения C_r устанавливают на основании теоретических и экспериментальных исследований для каждого данного типа подшипника и приводят в каталогах; R_3 — эквивалентная динамическая нагрузка в кН — постоянная радиальная нагрузка, под действием которой подшипник качения будет иметь такую же долговечность, как и в условиях действительной нагрузки; p — показатель степени, зависящий от формы контактирующих тел: для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников $p = 3$ (точечный контакт тел качения); для роликовых радиальных цилиндрических и роликовых конических подшипников

$p = 10/3 = 3,33$ (линейный контакт тел качения).

По формуле (7.129) определяют базовую долговечность L_{10} шариковых радиальных и радиально-упор-

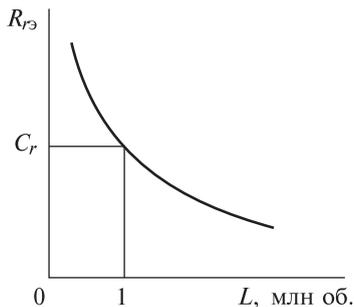


Рис. 7.34. Кривая усталости подшипников качения

ных, роликовых радиальных с цилиндрическими роликами и роликовых конических, упорных шариковых и роликовых подшипников.

Базовая долговечность подшипника, ч,

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60n}, \quad (7.130)$$

где n — частота вращения подшипника, об/мин.

В практике отечественного машиностроения недавно, по рекомендации ISO, вместо формулы (7.129) стали применять формулу

$$L_{10} = a_1 a_{23} (C_r / R_3)^p, \quad (7.131)$$

где C_r , R_3 и p — см. формулу (7.129). При этом величину динамической грузоподъемности C_r подшипников принимают по каталогу или более поздним изданиям; a_1 — коэффициент надежности. При 90%-ной надежности $a_1 = 1$, при 95%-ной $a_1 = 0,62$, при 97%-ной $a_1 = 0,44$; a_{23} — коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипников: шариковых, кроме сферических, $a_{23} = 0,7-0,8$; шариковых сферических, роликоподшипников с цилиндрическими роликами $a_{23} = 0,5-0,6$; роликовых конических $a_{23} = 0,6-0,7$.

Муфты

Муфтой называется устройство, соединяющее концы двух валов и передающее вращающий момент с одного вала на другой без изменения его значения и направления. Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин состоят из узлов (сборочных единиц) и механизмов с входными и выходными валами, кинематическая и силовая связь между которыми выполняется с помощью муфт (рис. 7.35).

Соединение валов — основное назначение муфты, но, кроме того, муфты обычно выполняют одну или несколько дополнительных функций: обеспечивают включение и выключение исполнительного механизма машины при работающем двигателе; предохраняют машину от аварий при перегрузках; уменьшают

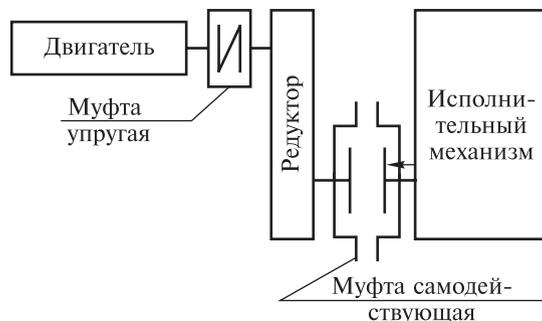
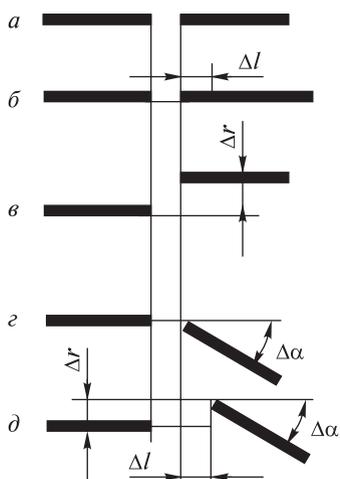


Рис. 7.35. Муфты

динамические нагрузки и дополнительно поглощают вибрации в точке соединения валов и деталей передачи; соединяют валы со свободно установленными на них деталями (зубчатые колеса, шкивы ременных передач и др.); компенсируют вредное влияние смещения соединяемых валов (несоосность валов). Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов (рис. 7.36). Различают три вида отклонений от номинального (соосного) расположения валов (*a*): *осевое смещение* Δl (*b*), может быть вызвано также температурным удлинением валов; *радиальное смещение*, или эксцентриситет, Δr (*в*) и *угловое смещение*, или перекос, $\Delta \alpha$ (*г*). На практике чаще всего встречается комбинация указанных смещений (*д*).



Большинство муфт, применяемых в машиностроении, стандартизовано или нормализовано. В паспортных данных на муфты указаны: основная нагрузочная характеристика муфты — номинальный передаваемый вращающий момент $M_{ном}$; диапазоны посадочных диаметров отверстий и частот вращения; габаритные размеры, масса, значения смещений и др.

Рис. 7.36. Виды отклонений валов

При проектировании новых муфт конструктивные размеры элементов муфты определяют расчетом. Стандартизованные или нормализованные муфты не рассчитывают. Их, как правило, выбирают, как и подшипники качения, по таблицам стандартов (нормалей).

Подбор муфт. *Муфты подбирают по ГОСТу или ведомственным нормальям по большому диаметру соединяемых валов и расчетному моменту*

$$M_{\text{расч}} = KM \leq M_{\text{ном}}, \quad (7.132)$$

где M — наибольший делительно действующий момент на валу; K — коэффициент режима работы муфты, учитывающий условия эксплуатации. Для передач от электродвигателей принимают: $K = 1,25-2,0$ — транспортеры ленточные, цепные, скребковые; $K = 1,25-2,5$ — станки металлорежущие; $K = 2,0-3,0$ — дробилки, молоты и др.; $K = 3-4$ — краны грузоподъемные.

Муфты изготовляют в двух вариантах: на длинные и на короткие концы валов с цилиндрическими или коническими посадочными отверстиями. Допускается применять сочетание полумуфт в разных исполнениях с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента $M_{\text{ном}}$.

МЕРЫ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ БУРОВЫХ СТАНКОВ

Для предотвращения несчастных случаев с обслуживающим персоналом и предупреждения аварий следует строго соблюдать правила безопасности, изложенные в инструкции по эксплуатации, в документации на комплектующие изделия, а также в соответствующих правилах и инструкциях, действующих на предприятии, эксплуатирующем буровой станок.

К управлению и техническому обслуживанию станка допускаются лица, имеющие удостоверение на право обслуживания буровых станков.

Монтаж крупных узлов станка (мачта, машинное отделение, кабина, гусеничный ход, опоры и др.) надо производить с помощью грузоподъемных механизмов и узловых приспособлений соответствующей грузоподъемности, гарантирующих безопасность ведения монтажных работ.

При производстве монтажных работ на высоте необходимо пользоваться предохранительным поясом и каской.

В ночное время монтаж надо производить при достаточном освещении, гарантирующем безопасные условия ведения работ.

Работать разрешается только на исправном буровом станке, заправленном рабочей жидкостью, водой и смазочными материалами.

Перед началом работы машинист обязан ознакомиться с записями в сменном журнале, а также убедиться:

- в исправности заземления;
- в надежном креплении узлов и деталей;
- в наличии и исправности противопожарных средств;
- в наличии аптечки и ее оснащении.

Машинисту станка категорически запрещается:

- отходить от пультов и оставлять станок без присмотра под напряжением;

- производить работу при обнаружении каких-либо неисправностей;
- оставлять штангу в скважине по окончании смены или на длительное время;
- сниматься с домкратов при наличии штанги в скважине;
- подкладывать под домкраты куски породы и руды;
- наезд и опускание штанги в пробуренную скважину без вращения;
- производить осмотр, крепление и регулировку электроаппаратуры во время работы станка;
- оставлять открытыми пробуренные скважины;
- производить работы на высоте без предохранительного пояса и каски;
- производить бурение без установки станка на домкраты;
- производить простукивание и затяжку соединений трубопроводов и других элементов гидроаппаратуры под давлением;
- производить ремонт электрооборудования и электроаппаратуры под напряжением;
- обесточивать (отключать) блокировку при открывании двери выпрямителя и дверей шкафа управления;
- работать на станке без достаточного освещения;
- работать на станке с параметрами гидропривода, превышающими значения, установленные инструкцией;
- включать механизмы без подачи звуковых сигналов;
- подъезжать на первый ряд скважины ближе 3 м от края уступа;
- осуществлять передвижение станка с поднятой мачтой по уклонам более 30°;
- допускать нахождение посторонних лиц на буровом станке и в зоне его работы.

При техническом обслуживании и ремонте бурового станка на шкафах управления и входной двери высоковольтного отделения необходимо вывесить плакаты с надписью «Не включать — работают люди!».

Снимать плакаты и включать аппараты после окончания работы имеют право только те лица, которые производили эти работы.

При обслуживании электроустановок должны применяться необходимые средства защиты (диэлектрические перчатки, коврики).

Все лица, обслуживающие электроустановки, должны быть обучены способам оказания первой помощи при поражении электрическим током. Не реже одного раза в месяц следует производить проверку изоляции электрооборудования станка мегомметром на 1000 В.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жуковский А.А., Нанкин Ю.А., Сушинский В.А. Привод и системы управления буровых станков для карьеров. — М.: Недра, 1990.
2. Замышляев В.Ф., Русихин В.И., Шешко Е.Е. Эксплуатация и ремонт карьерного оборудования. — М.: Недра, 1991.
3. Квагинидзе В.С., Петров В.Ф., Мерзляков В.Г. Ремонтная технологичность буровых станков на угольных разрезах Севера. — М.: Изд. МГГУ, 2006.
4. Нанкин Ю.А., Пипко П.М., Балагуров Л.И. Станки шарошечного бурения. — М.: Недра, 1971.
5. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. — М.: Изд. МГГУ, 2003.
6. Подэрни Р.Ю. Горные машины и комплексы для открытых горных работ. — М.: Изд. МГГУ, 2001.
7. Ржевский В.В. Открытые горные работы. — М.: Недра, 1985.
8. Сафохин М.С., Катанов Б.А. Машинист бурового станка на карьере. — М.: Недра, 1984.
9. Трубецкой К.Н., Потапов М.Г. и др. Справочник «Открытые горные работы». — М.: Горное бюро, 1994.
10. Фролов М.И. Техническая механика: Детали машин. — М.: Высшая школа, 1990.
11. Чулков Н.Н. Расчет приводов карьерных машин. — М.: Недра, 1987. — 196 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
Глава 1. КОНСТРУКЦИИ БУРОВЫХ МАШИН	7
1.1. Классификация буровых машин	7
1.2. Типы буровых станков, применяемых на карьерах	12
1.3. Станки ударно-вращательного бурения погружными пневмоударниками	13
1.4. Станки вращательного бурения резцовыми долотами	19
1.5. Станки вращательного бурения шарошечными долотами	28
1.6. Станки огневого и комбинированного бурения	43
1.7. Буровые станки зарубежного производства	48
Глава 2. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ БУРОВЫХ СТАНКОВ	58
Конструктивные схемы вращательно-подающих механизмов	58
Устройства для удаления буровой мелочи из скважины, пылеулавливания и пылеподавления	71
Устройства для подвода сжатого воздуха и рабочих компонентов к вращающемуся буровому ставу	74
Устройства для хранения, подачи штанг и свинчивания (развинчивания) бурового става	78
Гидравлические системы	82
Пневматические системы	85
Ходовое оборудование	87
Силовое оборудование буровых станков	90
Автоматизация буровых станков	92
Глава 3. РАБОЧИЙ ИНСТРУМЕНТ БУРОВЫХ МАШИН	97
Инструмент для станков ударно-вращательного (пневмоударного) бурения	97
Инструмент для станков вращательного бурения шарошечными долотами	101
Инструмент для станков вращательного бурения режущими долотами со шнековой очисткой скважин	115
Инструмент для термического бурения	118
Комбинированный буровой инструмент	120

Глава 4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ БУРОВЫХ СТАНКОВ	123
4.1. Транспортирование	123
4.2. Монтаж и подготовка к работе станка СБШ-320В	124
Монтаж	124
Перемещение станка	126
Подготовка станка к работе	127
<i>Подготовка и проверка составных частей станка</i> <i>к включению</i>	127
Проверка станка и его составных частей в работе	132
Настройка и регулирование гидроаппаратуры	133
Установка органов управления в исходное положение	135
4.3. Порядок работы на станке	135
Общие требования по эксплуатации станка и его основных узлов	135
Общие требования к эксплуатации основных узлов станка	136
<i>Общие требования по эксплуатации станка</i>	135
Порядок приведения составных частей станка в рабочее положение при различных режимах	137
Порядок приведения составных частей станка в исходное положение	142
Включение высоковольтного устройства	143
Электропривод вращателя	144
4.4. Техническое обслуживание и ремонт	145
Техническое обслуживание	145
<i>Виды технического обслуживания</i>	145
<i>Операции по техническому обслуживанию</i> <i>бурового станка</i>	147
<i>Характерные неисправности и методы их устранения</i>	150
<i>Сервисное обслуживание</i>	151
Ремонт	156
<i>Технологический процесс и методы ремонта</i>	156
<i>Организация ремонта</i>	159
<i>Подготовка к ремонту</i>	160
<i>Структура ремонтного цикла буровых станков</i>	161
4.5. Смазка	163
4.6. Хранение и консервация	164
Хранение	164
Консервация	171
Глава 5. РАСЧЕТ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ	172
5.1. Теория рабочего процесса буровых машин	172
Теория рабочего процесса буровых машин ударного и ударно-вращательного действия	172

Теория рабочего процесса машин вращательного бурения шарошечными долотами	176
Теория рабочего процесса машин вращательного бурения резцовыми долотами	179
Физические основы термического бурения	182
5.2. Производительность буровых станков	184
Производительность и режимы бурения	184
Теоретическая скорость чистого бурения	187
Эксплуатационная производительность бурового станка	190
Расчет парка буровых станков	192
5.3. Расчет электроприводов буровых станков	192
Определение мощности и выбор двигателя вращателя станков шарошечного бурения	192
Определение мощности и выбор двигателей вращателя и механизма подачи станков шнекового бурения	197
Определение мощности и выбор двигателей ходовых механизмов буровых станков	203
Определение мощности и выбор двигателей для привода компрессоров станков СБШ	205
Определение мощности и выбор двигателя для привода станка ударно-канатного бурения	207
Глава 6. ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ КРИТЕРИЙ БУРОВОГО СТАНКА	210
Глава 7. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	212
Факторы, влияющие на предел выносливости	214
Определение коэффициента запаса прочности	220
Контактная прочность и контактные напряжения	221
Расчет сварных соединений	225
Расчет на прочность соединений с натягом	227
Расчет на прочность резьбовых соединений	233
Расчет шпоночных соединений	242
Расчет шлицевых прямобоочных соединений	243
Передачи	244
Фрикционные передачи	247
Расчет ременных передач	248
Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач	253
Расчет передачи винт-гайка	263
Расчет на прочность червячных передач	265
Тепловой расчет	269
Расчет цепной передачи	271

Расчет валов	273
Расчет осей	278
Расчет подшипников скольжения	279
Расчет подшипников качения	280
Муфты	281
Глава 8. МЕРЫ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ БУРОВЫХ СТАНКОВ	284
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	287

Валентин Суликоевич **Квагинидзе**
Геннадий Иванович **Козовой**
Фридон Аквсентьевич **Чакветадзе**
Юрий Анатольевич **Антонов**
Владимир Борисович **Корецкий**

БУРОВЫЕ СТАНКИ НА КАРЬЕРАХ

конструкции эксплуатация расчет

Режим выпуска «стандартный»

Корректор текста *Г.А. Ярошевская*
Компьютерная верстка, подготовка
оригинал-макета *О.А. Пелипенко*
Дизайн серии *О.Ю. Долгошеева*
Зав. производством *Н.Д. Урбушкина*

Подписано в печать 17.07.2012. Формат 60х90/16.
Бумага офсетная № 1. Гарнитура «Times». Печать офсетная.
Усл. печ. л. 18,5. Допечатка тиража 500 экз. Изд. № 2533.
Заказ 2985-12

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ГОРНАЯ КНИГА»

Отпечатано в ООО «АЛЬТАИР» (Орехово-Зуевская типография)
142100 М.О., г. Подольск, Революционный пр-т, 80/42



119991 Москва, ГСП-1, Ленинский проспект, 6,
издательство «Горная книга»
тел. (499) 230-27-80; факс (495) 956-90-40;
тел./факс (495) 737-32-65
info@gornaya-kniga.ru
www.gornaya-kniga.ru



К ♦ Н ♦ И ♦ Г ♦ И

ИЗДАТЕЛЬСТВА МОСКОВСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО ГОРНОГО
УНИВЕРСИТЕТА
И ИЗДАТЕЛЬСТВА «ГОРНАЯ КНИГА»

можно приобрести

- ♦ в киоске Издательства «Горная книга»
(м. Октябрьская-кольцевая, Ленинский просп.,
д. 6, главный корпус, 2-й этаж);

заказать

- ♦ через систему «Книга—почтой»; заказы в произвольной форме направляйте:

по адресу: 119991 Москва, ГСП-1, Ленинский
проспект, 6, Издательство «Горная книга»;

по телефонам: (499) 230-27-80,
(495) 737-32-65;

по факсам: (495) 956-90-40,
(495) 737-32-65;

по e-mail: info@gornaya-kniga.ru

Распространение книг осуществляет
издательство «Горная книга»

Подробная информация размещена
на сайте www.gornaya-kniga.ru

ГИАБ является ведущим научно-практическим журналом в области горных наук, геологии, экономики добывающих отраслей, высшего горного образования и смежных наук

ГОРНЫЙ

Индекс Роспечати 46466
Индекс Прессы России 20983

ИНФОРМАЦИОННО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ (ГИАБ)

ГИАБ внесен в список периодических научных изданий, рекомендуемых ВАК Минобразования и науки России для публикации научных работ соискателей ученой степени кандидата и доктора наук

Публикуемые в ГИАБ материалы содержат:

- ♦ статьи ученых высшей школы, НИИ, зарубежных специалистов, руководителей горных предприятий и инженеров;
- ♦ полные тексты докладов ученых на симпозиумах, конференциях, совещаниях;
- ♦ обзоры по защищенным диссертациям в области горного дела и смежных наук;
- ♦ аннотации и рецензии на новые книги в области горного дела;
- ♦ публицистические, исторические и литературные материалы.

ГИАБ освещает работу семинаров ежегодного симпозиума «Неделя горняка».

Периодичность издания 12 номеров в год. Объем каждого номера 432 страницы.

С 2004 г. ГИАБ выпускается в книжном формате, в твердом переплете.

Распространение ГИАБ — преимущественно по подписке.

Возможен предварительный заказ отдельных номеров ГИАБ, выпускаемых в текущем году, а также заказ номеров прошлых лет (с 1992 г.).

По заявкам организаций издаются тематические и региональные выпуски ГИАБ, препринты (брошюры), являющиеся официальным приложением к бюллетеню.

ПОДПИСКУ И ПРОДАЖУ ОТДЕЛЬНЫХ НОМЕРОВ ОСУЩЕСТВЛЯЕТ ИЗДАТЕЛЬСТВО «ГОРНАЯ КНИГА»

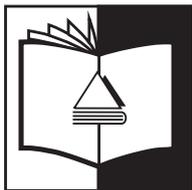
*Заявки с обратным адресом направляйте по адресу:
119991 Москва,
ГСП-1, Ленинский пр., д. 6,
«Горная книга»*



Организована подписка на отдельные выпуски ГИАБ

Индекс Роспечати 32777

По вопросам подписки, получения экземпляров ГИАБ и издания отдельных выпусков можно также обращаться по телефонам (499) 230-27-80, (495) 737-32-65; по факсу (495) 956-90-40 или по e-mail: info@gornaya-kniga.ru



В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ

«ГОРНАЯ КНИГА»

работает **ДЕПОЗИТАРИЙ**

Депонированные рукописи приравняются государственными организациями (ВАК, Министерством образования и науки РФ и др.) к открытым публикациям

*Справка
о депонировании
выдается в течение
суток*

*Депонирование
рукописей —
удобный и быстрый
вид публикаций*

К депонированию принимают рукописи по всем аспектам горного дела и смежным дисциплинам

Депозитарий принимает к опубликованию работы, которые по каким-либо причинам не могут быть напечатаны в журналах и сборниках

По вопросам депонирования обращайтесь в издательство «Горная книга»

119991 Москва, ГСП-1,
Ленинский пр-т, 6,
издательство «Горная книга»
Телефон: (499) 230-27-80
E-mail: info@gornaya-kniga.ru
www.gornaya-kniga.ru

Для заметок