

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Горные машины»

Г. А. Басалай

ПРАКТИКУМ ПО СКВАЖИННЫМ РАЗРАБОТКАМ
МЕСТОРОЖДЕНИЙ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ

Пособие

для обучающихся по специальности 1-36 10 01
«Горные машины и оборудование (по направлениям)»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области горнодобывающей промышленности*

Минск
БНТУ
2022

УДК 622.276/.279(076.5)(075.8)

ББК 33.361я7

Б27

Р е ц е н з е н т ы:

А. Н. Орда, М. В. Хамищевич

Басалай, Г. А.

Б27 Практикум по скважинным разработкам месторождений полезных ископаемых: пособие для обучающихся по специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование (по направлениям)» / Г. А. Басалай. – Минск: БНТУ, 2022. – 59 с.
ISBN 978-985-583-491-6.

В пособии рассмотрены основные типы буровых установок и их основных элементов для глубокого бурения скважин, которые являются основным технологическим оборудованием при скважинной разработке месторождений полезных ископаемых, а также изложены основные требования по их расчету и конструированию.

УДК 622.276/.279(076.5)(075.8)
ББК 33.361я7

ISBN 978-985-583-491-6

© Басалай Г. А., 2022
© Белорусский национальный
технический университет, 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|---|----|
| 1. СХЕМЫ БУРОВЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ГЛУБОКОГО БУРЕНИЯ СКВАЖИН..... | 4 |
| 1.1. Общая компоновка, типы и схемы буровых установок..... | 4 |
| 1.2. Параметры, определяющие буровую установку..... | 7 |
| 1.3. Общие вопросы конструирования буровых установок..... | 10 |
| 1.4. Пути усовершенствования бурового оборудования..... | 13 |
| 2. ВЫБОР ТИПА И ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БУРОВОЙ УСТАНОВКИ..... | 15 |
| 2.1. Выбор типа буровой установки для различных условий бурения..... | 15 |
| 2.2. Выбор основных характеристик буровой установки..... | 17 |
| 2.3. Разработка кинематической схемы буровой установки..... | 31 |
| 3. СИЛОВЫЕ ПРИВОДЫ БУРОВЫХ УСТАНОВОК..... | 33 |
| 3.1. Назначение и технические требования к двигателям и силовым приводам..... | 33 |
| 3.2. Основные потребители энергии буровой установки..... | 35 |
| 4. ТАЛЕВЫЕ СИСТЕМЫ..... | 36 |
| 4.1. Назначение, типы и общие требования..... | 36 |
| 4.2. Кронблоки и талевые блоки буровых установок..... | 38 |
| 4.3. Проволочные канаты нефтепромысловых механизмов..... | 42 |
| 5. ВЕРТЛЮГИ..... | 46 |
| 5.1. Назначение, технические требования и типы вертлюгов..... | 46 |
| 5.2. Конструктивные схемы вертлюгов..... | 47 |
| 5.3. Указания по конструированию и расчету вертлюгов..... | 48 |
| 6. РОТОРЫ..... | 49 |
| 6.1. Назначение, технические требования, типы и схемы..... | 49 |
| 6.2. Конструкции роторов и их элементов..... | 51 |
| 6.3. Указания по конструированию и расчету ротора..... | 52 |
| 7. БУРОВЫЕ НАСОСЫ..... | 54 |
| 7.1. Назначение и технические требования..... | 54 |
| 7.2. Принцип действия буровых насосов..... | 56 |
| ЛИТЕРАТУРА..... | 59 |

1. СХЕМЫ БУРОВЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ГЛУБОКОГО БУРЕНИЯ СКВАЖИН

1.1. Общая компоновка, типы и схемы буровых установок

Бурение скважин на нефть и газ производится при помощи буровой установки. Процесс бурения состоит из повторяющихся в строгой последовательности операций:

- 1) спуска инструмента в скважину;
- 2) работы долота на забое – собственно бурения;
- 3) наращивания инструмента по мере углубления скважины;
- 4) подъема инструмента для смены изношенного долота.

Используя одни и те же механизмы, в процессе бурения опускают кондуктор или техническую колонну, а по окончании бурения скважины – обсадную колонну. Бурение скважин осуществляют вращательным способом при помощи турбобуров, роторов или электробуров. Независимо от метода вращательного бурения основная схема и оборудование во всех случаях мало отличаются, хотя характер нагрузок и режимы работы различны.

На рис. 1.1 приведена схема установки для роторного бурения. Комплект оборудования наземной установки состоит из силового привода, оборудования для спуска, подъема, вращения и подачи бурового инструмента, насосов для прокачки промывочной жидкости, устройств для приготовления промывочного раствора и очистки его от выбуренной породы, контрольно-измерительных приборов и другого вспомогательного оборудования, а также буровой вышки и оснований, на которых перевозится и монтируется все оборудование.

Для определенных условий бурения применяют различные типоразмеры установок. Типоразмер буровой установки определяется ее назначением и несколькими номинальными характеристиками: мощностью, грузоподъемностью, предельной глубиной бурения, количеством прокачиваемой промывочной жидкости, диаметром применяемых бурильных труб, массой установки и т. д. Под номинальными понимаются характеристики, при которых достигается наибольшая эффективность использования буровой установки. Предельные характеристики – те, которые могут быть достигнуты в отдельных случаях в результате снижения эффективности.

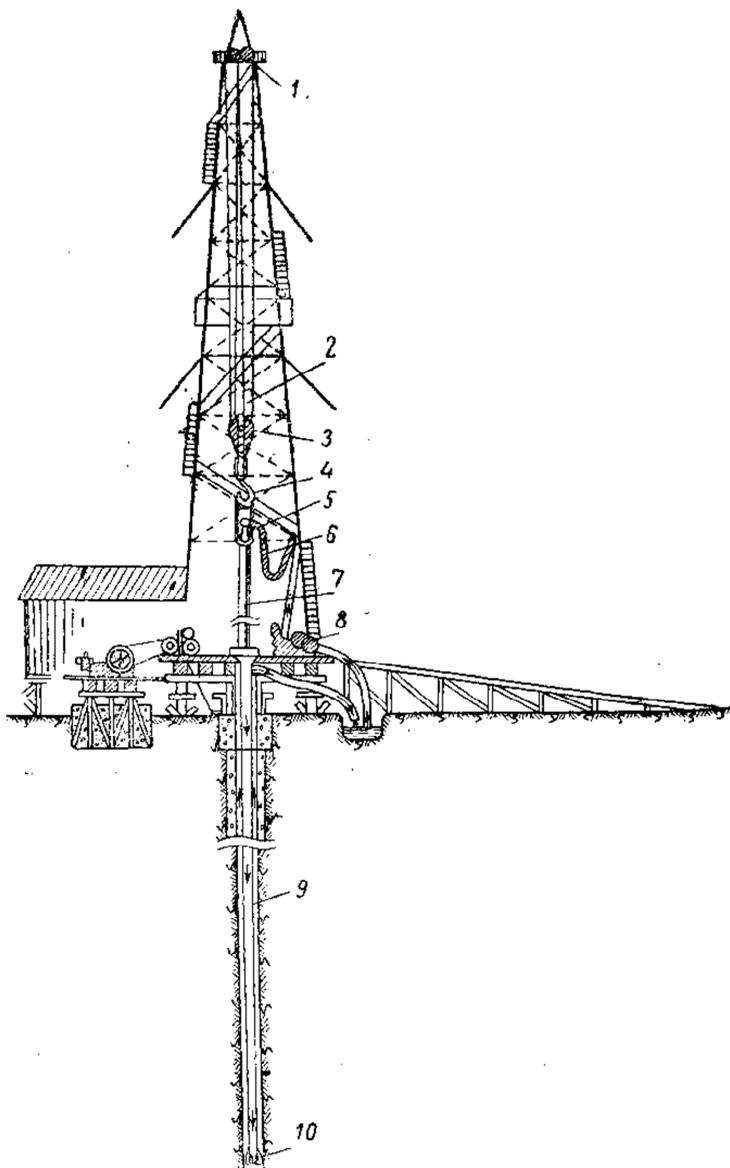


Рис. 1.1. Схема установки для роторного бурения:
1 – вышка; 2 – талевые канаты; 3 – талевый блок; 4 – крюк; 5 – вертлюг;
6 – буровой шланг; 7 – рабочая труба; 8 – буровые насосы;
9 – колонна бурильных труб; 10 – долото

По назначению и общим характеристикам буровые установки разделяются на две большие группы: к первой относятся буровые установки небольшой мощности, легкие, транспортабельные, часто самоходные, рассчитанные на работу с трубами диаметром 40–75 мм для бурения неглубоких скважин для геологической службы; ко второй группе относятся мощные, тяжелые буровые установки большой грузоподъемности, рассчитанные на бурение с трубами диаметром от 75 до 160 мм. Эти буровые установки предназначены для бурения глубоких скважин диаметром до 300–400 мм, служащих для эксплуатации нефтяных пластов, нагнетания воды или разведки.

Каждая из этих групп буровых установок в свою очередь разделяется по характеристикам на несколько типоразмеров. Практика показывает, что для бурения скважин различных глубин достаточно иметь в каждой группе установки четырех-пяти типоразмеров.

В настоящей работе рассматриваются такие основные вопросы, как устройство и расчет основных параметров тяжелых буровых установок различных типоразмеров. Однако многие вопросы являются общими для всех случаев проектирования буровых установок.

После установления основных параметров, выбора вида энергии и типа приводных двигателей разрабатываются кинематические схемы и производится компоновка механизмов в отдельных агрегатах, после чего уже осуществляется компоновка всей буровой установки в целом.

Расположение оборудования на буровой должно обеспечивать:

1) максимальное удовлетворение технологическим требованиям бурения – разрушение горной породы, ее вынос из скважины, очистка промывочной жидкости от выбуренной породы, производство вспомогательных операций и т. д.;

2) использование установленной мощности;

3) хорошую маневренность (приспособляемость установки к различным условиям бурения), удобство управления, эксплуатации и ремонта отдельных механизмов и легкую доступность быстро изнашивающихся элементов;

4) удобство и быстроту монтажа и демонтажа всего оборудования;

5) возможность сборки установки из отдельных блоков механизмов, допускающих транспортировку с одной точки бурения на другую.

Уже выработались определенные схемы расположения оборудования в современных буровых установках, однако компоновка его

меняется в зависимости от вида энергии, используемой для привода, назначения буровой установки, конструкции отдельных механизмов, способов монтажа, транспортировки и т. д.

В зависимости от способа привода агрегатов буровые установки могут быть разделены на три основные группы: 1) с индивидуальным приводом агрегатов; 2) с групповым приводом; 3) с комбинированным приводом.

Буровые установки с индивидуальным приводом чаще всего применяют при использовании электродвигателей; буровые установки с групповым приводом – при использовании двигателей внутреннего сгорания и установки с комбинированным приводом – обычно в случаях, когда не удастся заблокировать все двигатели одной трансмиссией, или при недостаточном снабжении электроэнергией.

Индивидуальный привод имеет такое преимущество, что любой из агрегатов может быть включен в работу независимо от другого, при этом энергии расходуется меньше. При индивидуальном приводе установленная мощность на буровой значительно выше, чем при групповом приводе, а мощность, передаваемая на каждый агрегат, меньше, что сильно сказывается на производительности установки. В случае применения электроэнергии более целесообразным может быть использование индивидуального привода, так как этим достигаются лучшие маневренность управления, надежность в работе и возможность снабжения энергией без подвоза большого количества топлива, что значительно сложнее осуществлять в установках с двигателями внутреннего сгорания. В зимних условиях на отдаленных буровых электродвигатели обеспечивают большую эффективность бурения. При работе буровой установки с двигателями внутреннего сгорания целесообразнее применять групповой привод, при котором полнее используется установленная на буровой мощность и обеспечивается большая надежность в работе. При меньшем числе двигателей для привода лебедки и насосов может быть передана значительно большая мощность.

1.2. Параметры, определяющие буровую установку

Основными процессами при бурении нефтяных и газовых скважин являются вращение и подача с определенным нажимом на забой разрушающего инструмента – долота, – промывка забоя, вынос

разбуренной породы, подъем и спуск инструмента для смены изношенного долота. На эти операции затрачивается большая часть времени сооружения скважины, поэтому правильный выбор характеристик механизмов является основной задачей при создании оборудования для нефтепромыслов.

Кроме выполнения основных операций по бурению скважин, буровая установка используется довольно значительное время для технических работ при сооружении скважин: кароттаж, спуски и цементировки обсадных колонн, ликвидация аварий, ремонты, смена механизмов и т. д.

Буровая установка должна обеспечивать не только высокую производительность основных операций, но и минимальные затраты времени и средств на все дополнительные операции, составляющие цикл строительства скважины.

Глубина бурения, конструкция скважины и бурового инструмента определяют одну из основных характеристик буровой установки – ее грузоподъемность.

Буровая установка должна обеспечивать подъем и спуск наиболее тяжелой колонны бурильных или обсадных труб и ликвидацию затяжек и прихватов инструмента, когда вес инструмента не превышает 25 % принятого наибольшего веса, за исключением тяжелых аварийных случаев. Подъемный механизм, не отвечающий указанным требованиям, не может быть применен для бурения.

Остальные характеристики буровой установки – мощность, скорости подъема и т. д. – определяют производительность установки и могут меняться в зависимости от степени совершенства способов бурения и самой буровой установки. Возможная глубина бурения не может наиболее полно характеризовать установку потому, что для бурения до одной и той же глубины необходимая грузоподъемность может меняться в зависимости от конструкции и конечного диаметра скважины в довольно широких пределах. В то же время буровая установка данной грузоподъемности может обеспечить проводку скважины любой глубины, при которой вес обсадной колонны или инструмента не превысит грузоподъемности установки.

Грузоподъемность характеризует границы возможного применения данной буровой установки.

Основным назначением буровой установки является проводка скважины, поэтому параметры, характеризующие производительность установки, должны быть отнесены также к основным.

Из практики известно, что чем большее количество жидкости подается к забою, тем выше механическая скорость бурения. Поэтому высокопроизводительная буровая установка должна обеспечивать подачу жидкости к забою по возможности в большем количестве. Однако сопротивление скважины прокачиванию жидкости возрастает с увеличением количества жидкости и глубины скважины.

При турбинном бурении необходимое давление на выкиде насосов должно быть рассчитано не только на преодоление сопротивления в трубах и скважине, но и на прокачку жидкости через турбобур.

В современных установках количество подаваемой на забой жидкости достигает 60–80 л/с, давление на выкиде насосов – 10–15 МПа, а мощность для привода насосов – 1000 кВт и выше.

Мощность, производительность и давление насосов являются также основными характеристиками буровой установки.

При роторном бурении производительность буровой установки зависит также от скорости вращения колонны бурильных труб, поэтому скорости ротора являются одной из основных характеристик установки, предназначенной для этого способа бурения.

К основным характеристикам можно отнести скорости подъема и спуска инструмента и высоту вышки, так как от этих характеристик зависит скорость операций, на которые затрачивается значительное время при бурении скважины.

Время подъема и спуска инструмента складывается из машинного, машинно-ручного и ручного времени. Сократить машинное время можно в основном путем увеличения мощности, затрачиваемой на подъем инструмента, поэтому и эта характеристика является одной из основных, определяющих производительность установки.

Таким образом, к числу основных характеристик, определяющих производительность, а тем самым и степень совершенства буровой установки, можно отнести: 1) грузоподъемность; 2) производительность, рабочее и максимальное давления буровых насосов; 3) мощность установки; 4) скорости вращения, подъема и спуска бурового инструмента; 5) длину свечи; 6) размеры вышки; 7) степень оснащения установки контрольно-измерительной аппаратурой, приспособлениями для механизации работ и совершенство системы управления.

1.3. Общие вопросы конструирования буровых установок

Большое разнообразие условий применения буровых установок, глубин и конструкций скважин, целей бурения и т. д. не может быть удовлетворено одним типом буровой установки, поэтому созданы так называемые нормальные ряды бурового оборудования. В нормальном ряду каждый типоразмер буровой установки имеет соответствующие параметры и предназначен для определенных условий бурения, а конструкции механизмов, узлов и деталей максимально унифицированы.

Конструкция новой буровой установки может быть правильно выбрана лишь на основе анализа условий, для которых она предназначена, и анализа конструкций существующих установок для аналогичных или близких к требуемым условиям. На основе анализа следует выбрать вариант, наиболее полно отвечающий поставленным требованиям. При проектировании должно быть уделено серьезное внимание технико-экономическим показателям новой установки. Следует иметь в виду, что даже наилучшие конструкции буровых установок и их составных частей непрерывно стареют, заменяются модернизированными, совершенствуется технология изготовления отдельных деталей и механизмов, применяются новые материалы. В конструировании и при расчетах параметров деталей и механизмов широко применяются приемы автоматизированного проектирования, которые также непрерывно совершенствуются.

Разработка конструкции новой буровой установки, изготовление, заводские и промышленные испытания, доработка отдельных механизмов и элементов, освоение серийного производства нового типа установки нередко требуют нескольких лет. Поэтому машиностроители должны отчетливо представлять себе направление развития конструкций буровых установок в целом и отдельных механизмов, т. к. если проектировать без учета этих тенденций, то пока установка попадет на промыслы, она может оказаться устаревшей, не отвечающей изменившимся требованиям технологии бурения.

Основное требование, предъявляемое к буровой установке в настоящее время, – это ее высокая производительность.

В современном бурении существует тенденция увеличения чисел оборотов и нагрузок на долото и усиления промывки забоя для по-

вышения механических скоростей и проходки за долбление. Это ведет к сокращению числа спуско-подъемов инструмента.

Увеличивающиеся глубины бурения, стремление уменьшить диаметры скважин и полный переход в эксплуатации и разведке на бурение турбобурами предъявляют новые требования к наземному оборудованию. Для обеспечения этих требований не только механизмируют и автоматизируют буровые установки, но и повышают мощность приводных двигателей. В настоящее время мощность приводных двигателей некоторых установок достигает 2000–3000 кВт, механическая скорость бурения даже в труднобуримых породах – 25–30 м/час, производительность насосов – 70–80 л/с, скорость спуска и подъема инструмента – до 2–2,5 м/с, скорость вращения долота при турбинном бурении – 500–600 об/мин, а при роторном – 250–350 об/мин, нагрузки на долото – до 30–50 т.

Механизмы буровой установки следует рассчитывать не только по максимальной нагрузке, действующей кратковременно, напряжения от которой не должны превосходить предела текучести материала деталей, но и по нагрузкам, циклически действующим в течение длительных периодов и приводящим к усталостным разрушениям деталей ранее установленного срока их службы.

Вследствие того, что буровые установки работают в различных режимах, при которых величины передаваемых усилий и скорости движения изменяются в широких пределах, задача определения расчетных нагрузок представляет известную сложность.

Механизация и автоматизация процессов бурения ведутся в направлении наибольшего облегчения труда рабочих как при проходке скважины, так и при спуско-подъемных и вспомогательных операциях.

Разрабатываются механизмы для обеспечения совмещения по времени отдельных операций, упрощения технологии спуска и подъема бурильных труб. Эти мероприятия обеспечат повышение производительности труда в бурении.

В буровых установках дистанционное пневматическое или электрическое управление всеми механизмами с автоматическим блокированием стремятся централизовать на посту бурильщика. Установки оснащают контрольно-измерительной аппаратурой, непрерывно регистрирующей все процессы бурения.

Механизмы буровых установок модернизируют в направлении повышения долговечности, улучшения транспортабельности, сокращения времени и упрощения монтажно-демонтажных работ, герметизации механизмов, предохранения от попадания в них пыли и грязи, улучшения и применения централизованной смазки трущихся частей, рационального уменьшения массы и расхода конструкционных материалов.

В связи с повсеместным переходом на турбинное бурение и применением в качестве промывочной жидкости высокоэффективного бурового раствора механические скорости бурения резко повысились. Это привело к сокращению общего времени, затрачиваемого непосредственно на бурение, которое в настоящее время составляет в ряде случаев менее 10–15 % от общего баланса времени. Поэтому при разработке новых буровых установок и модернизации существующих должно быть обращено особое внимание на сокращение времени строительства и бурения, так как в конечном итоге основными мерилami производительности буровой установки являются коммерческая скорость бурения и стоимость каждого пробуренного метра скважины. Для этого стремятся сокращать:

- время, затрачиваемое на монтаж и демонтаж буровой установки;
- машинно-ручное время при спуске и подъеме инструмента;
- время, затрачиваемое на спуско-подъем за счет совмещения отдельных операций;
- время подготовительных операций;
- время на ремонт, смену изношенных деталей и профилактические осмотры оборудования и др.

Чем быстрее пробуривают скважину и цементируют обсадную колонну, тем меньше опасность осложнений со стволом, что особенно важно при бурении в осыпающихся и неустойчивых породах глубоких скважин.

Очень трудоемким и тяжелым в бурении является процесс спуска и подъема инструмента. Для облегчения этого процесса ведутся работы по механизации труда верхового рабочего или полной автоматизации процесса установки свечей за палец вышки, автоматизации свинчивания и развинчивания свечей при спуске и подъеме, облегчению погрузочно-разгрузочных работ на буровой, механизации приготовления глинистых растворов и др.

Развитие конструкций бурового оборудования идет по пути все более широкого применения двигателей внутреннего сгорания. Буровые установки с приводом от этих двигателей по конструкции несколько сложнее, чем установки с приводом от электродвигателей, но их можно применять в районах, не имеющих мощных электростанций. Характеристика двигателей внутреннего сгорания более гибкая, и поэтому эти двигатели больше подходят для привода механизмов буровой установки, чем, например, асинхронные электродвигатели.

Стремление повысить эффективность установок, улучшить использование мощности двигателей и приспособить их характеристику к требованиям бурения ставит задачу применения, особенно в тяжелых установках, бесступенчатых турбопередаточных коробок передач с включением всех скоростей при помощи фрикционных муфт, позволяющих почти автоматически включать на ходу требуемую передачу. Необходимо также применение пневматики и электротехники для управления.

При создании буровых установок следует стремиться обеспечить равнопрочность всех механизмов и деталей. Каждая буровая установка должна быть рассчитана на бурение в течение года 15–30 тыс. м скважин, а долговечность установки должна составлять 3–5 лет. При конструировании следует создавать механизмы, не требующие ремонта на буровой, и уменьшать число быстро изнашивающихся деталей. Габариты и масса установки должны быть такими, чтобы обеспечивалась быстрая перевозка установки на новую точку бурения при различных дорожных условиях. При транспортировке мелкими блоками их масса должна быть 15–25 т, при крупноблочном монтаже масса блока может достигать 80–100 т.

1.4. Пути усовершенствования бурового оборудования

Задачи, стоящие перед нефтяным машиностроением, могут быть разрешены следующими путями.

1. Модернизация буровых установок. При систематическом совершенствовании отдельные составные части буровой установки в течение длительного времени (5–10 лет) могут соответствовать достижениям техники.

2. Создание буровых установок на базе ранее выпускавшихся путем их коренной модернизации, но с использованием ряда существ-

вующих основных элементов и сборочных единиц. Это позволит быстрее осуществлять выпуск новой модели буровой установки со сравнительно малыми затратами. В этих установках наряду с улучшением технико-экономических показателей должны быть устранены отдельные недостатки ранее выпускавшихся механизмов.

3. Использование принципа агрегатного совершенствования установки. Многие механизмы буровой установки являются самостоятельными агрегатами, как, например, буровые насосы, лебедки, силовые приводы, роторы, вертлюги и т. д. Поэтому очень часто замена в буровой установке одного устаревшего агрегата другим, более совершенным, может осуществляться значительно проще.

4. Проектирование опытных буровых установок по принципиально новым схемам следует вести заблаговременно, так как создание и отработка принципиально новых установок требуют длительных исследовательских работ.

Следует иметь в виду, что буровое оборудование в первую очередь должно отвечать требованиям технологии бурения, поэтому серийное производство может быть начато только после испытания опытной партии установок в различных условиях бурения, для которых они предназначены, и устранения выявленных дефектов.

При проектировании новых буровых установок следует широко использовать автоматизацию управления, максимально механизировать тяжелые процессы, выполняемые буровой бригадой.

Особенно ответственным является проектирование мощных, тяжелых буровых установок, рассчитанных на бурение сверхглубоких скважин, глубиной 5000–6000 м. Авария и возможная потеря такой скважины вследствие неисправности оборудования должны быть полностью исключены.

2. ВЫБОР ТИПА И ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

2.1 Выбор типа буровой установки для различных условий бурения

Цели бурения скважин и методы, которыми оно осуществляется, весьма разнообразны.

При выборе или проектировании новой буровой установки для различных условий бурения должен быть рассмотрен весь комплекс факторов, в той или иной степени влияющих на конструктивное оформление буровой установки. К числу таких факторов могут быть отнесены:

- целевое назначение бурения;
- глубина бурения;
- конструкция скважины и бурового инструмента;
- способ бурения;
- характер разбуриваемых пород;
- осложненность условий бурения;
- рельеф местности и расположение буровой (равнина, возвышенность, море, болото, город);
- климатические условия;
- наличие в районе бурения источников питания электроэнергией, водой и др.

В зависимости от целевого назначения бурение ведется либо легким геолого-разведочным оборудованием, либо тяжелыми буровыми установками типа БУ-40, БУ-65, Уралмаш-3Д, -5Д, -4Э, -6Э и др.

Бурение всех видов геологических скважин сопровождается отбором образцов пород – кернов, которые отбираются или по всему разрезу скважины, или только на отдельных горизонтах.

По целевому назначению промышленные скважины можно подразделить на эксплуатационные, нагнетательные и контрольные (пьезометрические).

Практика развития отечественного бурового оборудования идет по линии создания двух типов конструкций комплексных буровых установок: самоходных и блочных, перевозимых посторонними транспортными средствами.

Применение самоходных буровых установок целесообразно в том случае, когда по условиям работы они находятся много времени в пути. Во всех остальных случаях буровую установку следует монтировать из отдельных блоков, перевозимых на автомашинах, тележках, санях или тракторах; при этом конструкция буровой установки должна позволять быстро осуществлять монтаж и демонтаж блоков без каких-либо подгоночных и дополнительных монтажных работ.

Глубина, конструкция скважины и бурового инструмента определяют требуемую грузоподъемность буровой установки при различных скоростях подъема.

Конструкция скважины, диаметр и длина обсадных колонн могут определять предельную грузоподъемность установки, а диаметры долота – мощность, необходимую для вращения долота, и количество промывочной жидкости.

Диаметр и длина колонны бурильных труб и конструкция скважины определяют величину сопротивления прокачиванию промывочной жидкости и требуемое давление на насосах.

При турбинном способе бурения в буровой установке должна быть предусмотрена более мощная насосная группа, а ротор, его привод и вертлюг выполняют только вспомогательные функции.

При роторном способе бурения конструкция ротора, его привод, скорости вращения колонны труб должны отвечать всем требованиям технологии бурения. В этом случае насосная группа работает в более легких условиях, так как прокачка промывочной жидкости ведется при более низких давлениях, чем при турбинном бурении.

Характер разбуриваемых пород, их крепость и буримость определяют число рейсов инструмента, необходимое для проводки скважины, а также величину осевых давлений на долото, скорость подачи инструмента и т. д. Эти факторы влияют на конструктивное решение отдельных модулей и всей буровой установки в целом.

Так, например, если в процессе бурения приходится производить сотни спуско-подъемов инструмента, установка должна иметь более развитую подъемную часть и тормозной механизм, чем установка для бурения в легких условиях, где для проводки скважины такой же глубины требуется осуществить всего 10–20 спуско-подъемов.

Осложненность условий бурения – уходы глинистого раствора, газопроявления, выбросы, обвалы, искривления стволов скважин – вызывает дополнительные требования к буровой установке: необ-

ходимость оборудования дополнительными емкостями для глинистого раствора и устройствами для его приготовления, превентерами для предохранения от выбросов; применение тяжелых глинистых растворов и т. д. При бурении в неосложненных условиях для промывки скважины вместо глинистого раствора можно применять воду, не требующую какой-либо подготовки, а при бурении на воде можно применять насосы более простой конструкции и т. д.

Рельеф местности и расположение точки бурения также влияют на выбор типа буровой установки.

Для бурения на море или болотах не может быть применена обычная буровая установка без соответствующих переделок приспособления и перекомпоновки оборудования.

Под городские строения, горы, реки и т. д. при помощи специального оборудования пробуривают наклонные скважины.

Бурение в районах севера требует хорошего утепления буровой, подогрева промывочной жидкости, теплоизоляции трубопроводов и т. д. Длительная зима и большие снежные покровы делают совершенно нецелесообразным применение самоходных буровых установок на колесах в этих районах.

Буровые, находящиеся далеко от ремонтных баз и источников электроэнергии, должны представлять собой самостоятельный комплекс и полностью обслуживать все свои нужды. В таких условиях возможно применение установок с двигателями внутреннего сгорания. При этом должны быть предусмотрены самостоятельные осветительная и водоснабжающая станции, котельная и т. д., чего не требуется в хорошо обустроенных районах, где даже снабжение глинистым раствором осуществляется централизованно с глинозаводов.

2.2. Выбор основных характеристик буровой установки

Грузоподъемность буровой установки определяется на основании анализа проводки скважин за ряд предшествующих лет, при котором выясняется закономерность изменения основных данных бурения. На основе такого анализа могут быть составлены графики распределения объема бурения по способам бурения или по скважинам различного назначения. На этих графиках по ординате откладывают удельный объем бурения или количество пробуренных скважин, а по абсциссе глубины бурения. Подобные графики дают наглядное

представление об объеме бурения в зависимости от глубины скважин, а следовательно, возможность определить степень применимости той или иной буровой установки и границы ее эффективного использования. Эти данные позволяют принимать более правильные решения о расчетных глубинах, на которых может быть эффективно использована проектируемая буровая установка, и определять рациональный минимум типоразмеров буровых установок.

На основании анализа бурения за длительный период в России разработан проект нормального ряда буровых установок, в котором определена предельная грузоподъемность в 35, 65, 130 и 200 т для всех видов бурения промышленных скважин. В США производят установки грузоподъемностью 25, 50, 75, 125, 150, 200 и 300 т.

Производительность и давление буровых насосов.

Производительность буровых насосов в основном зависит от способа бурения, конструкции скважины, глубины и т. д.

При форсированном турбинном бурении количество подаваемой жидкости должно, прежде всего, обеспечивать технологические требования бурения, а характеристики турбобуров и насосов должны быть взаимосвязаны и подчинены этому требованию. Это способствует увеличению проходки на долото и механических скоростей, что является основным показателем бурения.

При роторном бурении, как и при турбинном, прокачиваемую жидкость следует подавать по возможности в больших количествах, хотя резко заметной разницы в механических скоростях бурения здесь не наблюдается.

При роторном бурении количество подаваемой жидкости определяется по скорости восходящего потока в затрубном пространстве, которая при современном бурении достигает 1,0–1,8 м/с.

При расчете и выборе оборудования для тех или иных условий бурения должно быть установлено правильное соотношение размеров нагнетательной системы и расхода, чтобы не было превышения допустимого давления жидкости.

Наиболее уязвимым местом нагнетательной системы является буровой резиновый шланг, допускающий в современных конструкциях рабочее давление до 12–15 МПа. Шарнирные металлические шланги, хотя и допускают большие давления, менее гибкие, недолговечны и неудобны в работе.

В зависимости от величины рабочего давления, на которое рассчитана нагнетательная система, назначается величина предельного давления, развиваемого насосами. В этом случае производительность насосов является величиной, зависящей от давления, и должна измеряться с изменением сопротивления прокачиванию скважины для обеспечения преодоления наибольшего сопротивления.

Сопротивление скважины прокачиванию жидкости равно сумме гидравлических потерь в ее отдельных элементах:

$$\sum p = p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5 + p_6 + \dots + p_n, \quad (2.1)$$

где p_1 – потеря давления в бурильных трубах;

p_2 – потеря давления в затрубном кольцевом пространстве;

p_3 – потеря давления в рабочей трубе;

p_4 – потеря давления в утяжеленном нисе КБТ;

p_5 – потеря давления в бурильной штанге;

p_6 – потеря давления в трубах нагнетательной линии и т. д.

Для изменения производительности буровых насосов в них должны быть предусмотрены специальные устройства.

Наилучшей конструкцией насоса для полного использования всей гидравлической мощности оказалась бы такая, которая позволила бы осуществлять изменение давления и производительности после каждого увеличения длины бурильной колонны на длину добавляемой при наращивании трубы. Характеристика насосов должна в этом случае обеспечивать постоянство произведения давления на производительность, т. е. должно быть соблюдено условие $p \cdot Q = \text{const}$, где p – давление на выкиде насосов; Q – производительность насосов.

Конструкция обычно применяемых в бурении приводных буровых насосов не обеспечивает этого условия, так как изменение давления и производительности в них осуществляется только ступенчато, в результате изменения диаметров поршней или резкого изменения числа ходов. Такие изменения производительности и давления насосов осуществляются 3–4 раза в процессе проводки всей скважины.

Чем больше число ступеней, тем более высокий коэффициент использования мощности насоса может быть достигнут. Как показывают исследования, при шести ступенях достигается довольно высокое использование мощности, составляющее 93–96 %. Следует отметить, что для обслуживания турбинного бурения число ступеней и харак-

теристики насосов должны быть отличны от насосов, обслуживающих роторное бурение. В интервале рабочих давлений буровых поршневых насосов обычно достаточно иметь 4–6 ступеней.

Диапазон давлений, т. е. отношение наибольшего давления к наименьшему при турбинном бурении составляет 2–2,5, при роторном – 6–10. При выборе величин давлений, допускаемых насосом, и его производительностей следует иметь в виду, что высокий коэффициент использования мощности при параллельной работе двух и более одинаковых приводных насосов может быть достигнут только в том случае, если характеристики обоих насосов подобраны так, что они всегда работают одновременно на одних и тех же ступенях при равных производительностях.

Отношение используемой гидравлической мощности к полной мощности выражает коэффициент использования мощности.

Для создания равномерной нагрузки насосов, обеспечения эффективного бурения турбинным или роторным способами и получения высокого коэффициента использования установленной мощности характеристики насосов следует выбирать с учетом способа и условий бурения. Величины изменения ступеней производительностей должны быть одинаковыми.

Мощность буровой установки определяет эффективность ее работы, так как от величины располагаемой мощности зависят количество и давление подаваемой в скважину жидкости, скорость вращения инструмента при бурении и скорости подъема колонны при спуско-подъемных операциях.

В буровых установках все двигатели могут группироваться в один общий силовой блок или основные агрегаты установки (лебедка, ротор, насосы и т. д.) могут приводиться каждый от отдельного двигателя.

При индивидуальном приводе установленная мощность

$$N_y = N_n + N_{\text{п}} + N_p + N_{\text{в}}, \quad (2.6)$$

где N_n – мощность двигателей насосов;

$N_{\text{п}}$ – то же подъемной установки;

N_p – то же привода ротора;

$N_{\text{в}}$ – то же вспомогательных механизмов.

При групповом приводе установленную мощность следует выбирать в зависимости от того, на какие механизмы затрачивается больше мощности – на насосы и привод ротора или на подъемный механизм в зависимости от назначения буровой установки (для турбинного или роторного бурения).

В современных буровых установках для бурения до глубины 1700–3200 м мощность двигателей при индивидуальном приводе обычно составляет 1500–2000 кВт, при групповом приводе 1000–1500 кВт. При форсированном турбинном бурении наибольшая мощность обычно расходуется на привод насосов, и она большей частью определяет общую мощность группового силового привода. Для скважин большой глубины, разбуриваемых роторным способом, наибольшая мощность расходуется не на привод насосов и ротор, а на подъемный механизм.

Мощность, необходимая для привода насосов, определяется по формуле:

$$N_{\text{н}} = \frac{Q \cdot \sum p}{0,75\eta_{\text{в}}}, \quad (2.7)$$

где Q – производительность насосов, л/с;

$\sum p$ – суммарное сопротивление прокачиванию скважины, кПа;

$\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса и привода.

Для современных насосов с электроприводом можно принимать $\eta_{\text{н}} = 0,8–0,85$.

Мощность, необходимая на вращение при роторном бурении:

$$N_{\text{р}} = \frac{N_{\text{н}} + N_{\text{д}}}{\eta_{\text{р}}}, \quad (2.8)$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность, затрачиваемая на вращение колонны бурильных труб;

$N_{\text{д}}$ – мощность, затрачиваемая на вращение долота и разрушение породы;

$\eta_{\text{р}}$ – КПД ротора и передачи к двигателю.

Мощность, необходимая для вращения шарошечных долот, складывается из ряда величин:

$N_{\text{разр}}$ – мощность на разрушение породы при перекачивании шарошек;

$N_{\text{ск}}$ – мощность, расходуемая на разрушение скалыванием породы шарошками;

N_h – мощность, затрачиваемая на вертикальные колебания системы;

$N_{\text{т.з}}$ – мощность на трение зубьев шарошек о забой;

$N_{\text{д.т}}$ – мощность на трение долота о стенки скважины;

N_p – мощность на вращение долота в глинистом растворе;

η_0 – коэффициент неучтенных потерь в долоте.

В. С. Федоровым была сделана попытка определить теоретическую зависимость мощности, расходуемой на вращение шарошечных долот, от ряда факторов, но в результате большого числа причин, влияющих на работу долота, точных методов определения этой мощности пока нет.

Для приближенных подсчетов можно использовать следующую зависимость:

$$N_{\text{д}} = \frac{K \cdot P \cdot D}{3} - \frac{n}{71,62}, \quad (2.10)$$

где D – диаметр долота в см;

K – коэффициент, учитывающий сопротивление вращению долота на забое. Величина этого коэффициента может колебаться в очень широких пределах в зависимости от состояния зубьев и опор долота, режима работы и разбуриваемых пород. Для изношенного долота к концу долбления $K = 0,2-0,3$. Для нового долота в твердых породах $K = 0,1-0,2$.

Мощность подъемной установки может быть выбрана по формуле:

$$N_{\text{п}} = \frac{T}{2} \cdot \frac{v_{\text{ср}}}{75\eta}, \quad (2.11)$$

где T – масса колонны инструмента и подвижной части талевого системы при расчетной глубине скважины, кг;

η – КПД подъемной установки;

$v_{cp} = (v_1 + v_2 + v_3 + \dots + v_k) / k$ – средняя скорость подъема колонны, м/с (v_1, v_2, \dots, v_k – рабочие скорости подъема крюка, м/с; k – число рабочих скоростей подъема).

Мощность подъемной установки следует выбирать с таким расчетом, чтобы для принятой номинальной грузоподъемности и глубины бурения было возможно осуществлять подъем половины веса бурильной колонны при выбранной средней скорости.

Величина средней скорости подъема в современных буровых установках обычно составляет 0,6–0,8 м/с.

Выбор мощности подъемной части буровой установки не может решаться в отрыве от величины мощности, установленной на буровой для прокачки промывочной жидкости и бурения, а также от рода используемой энергии (электроэнергия, жидкое топливо и др.), типа двигателя и конструкции силового привода.

С точки зрения технологии проводки скважины и увеличения скорости операций подъема инструмента целесообразно использовать возможно большую мощность, однако мощность на подъем имеет свой предел, так как с увеличением установочной мощности понижается коэффициент ее использования.

Ограничением величины мощности установки обычно служат прочность и долговечность отдельных ее элементов (передач, подшипников, муфт, канатов и т. д.), а также количество и вес двигателей и компоновка всей установки в целом.

Анализ расхода времени на весь комплекс операций при бурении и спуско-подъеме инструмента показывает, что основное время затрачивается на сам процесс бурения, а при операциях спуска и подъема – на машинно-ручные и ручные операции, время которых иногда в 5–10 раз превышает машинное время. Поэтому, наряду с увеличением скоростей бурения и подъема, одной из главных задач является совершенствование буровой установки в направлении, обеспечивающем значительное ускорение машинно-ручных и ручных операций при подъеме и спуске путем механизации этого процесса, совмещения по времени отдельных операций и облегчения условий работы буровых бригад.

Скорости вращения, подъема и спуска бурового инструмента.

К буровой установке предъявляются требования универсальности, так как она может применяться в различных условиях и должна

обеспечивать возможность бурения как турбинным способом, так и роторным.

Для обеспечения всего разнообразия условий бурения установки должны иметь несколько скоростей вращения ротора, а для осуществления подъема инструмента различной массы с наименьшей затратой времени должны иметь несколько скоростей подъема.

Число скоростей буровой установки для привода ротора обычно может быть в пределах 3–5.

В зависимости от глубины и диаметра скважины, буримости пород и типа долота инструмент вращают с различным числом оборотов. Кроме того, буровая установка должна быть рассчитана на ловильные и другие работы, встречающиеся в процессе бурения. Для всех этих операций вполне достаточно указанного числа скоростей ротора.

Число скоростей лебедки зависит от глубины бурения, количества рейсов за время проводки скважины, типа приводных двигателей и конструкции трансмиссии.

Для буровых подъемных установок с двигателями, имеющими тяговую характеристику (электродвигатели постоянного тока, паровые машины), или с устройствами в трансмиссии для преобразования момента (турботрансформаторы и др.) при двигателях с жесткой характеристикой, как показывает анализ, вполне достаточно иметь две-три рабочие скорости и одну скорость для подъема ненагруженного элеватора. При отсутствии преобразователей моментов число скоростей бурового подъемника с этими двигателями должно быть большим для сокращения времени подъема инструмента и повышения коэффициента использования установленной мощности.

Анализ затрат времени на однократный подъем инструмента из скважины показал, что применение буровых установок с числом скоростей более 4–6 вряд ли целесообразно, так как это не дает существенного сокращения времени. При этом достаточно полно используется установленная мощность.

Для скважин, бурение которых производится с большим количеством рейсов инструмента, целесообразно применять буровые подъемные установки с числом рабочих скоростей примерно 4–5. Для установок, рассчитанных на бурение скважин с небольшим числом рейсов, количество рабочих скоростей может быть меньше – до 3–4.

Кроме основных рабочих скоростей, буровая подъемная установка должна иметь одну передачу на барабан лебедки, имеющую наи-

высшую скорость для подъема ненагруженного элеватора при операциях спуска инструмента, а в некоторых установках дополнительно предусматривается аварийная скорость для подъема колонны наибольшего веса в случае работы одного двигателя, что оправдывает себя только при применении двигателей малонадежных конструкций.

Таким образом, общее число скоростей бурового подъемного механизма для бурения скважин с небольшим числом спуско-подъемов должно быть в пределах 3–5, а для бурения глубоких скважин с большим числом рейсов – 5–7.

Низшая скорость вращения ротора обычно выбирается из условия обеспечения ловильных работ в аварийных случаях. Число оборотов ротора желательно иметь минимальным, с тонкой регулировкой.

В практике бурения низшие скорости вращения ротора обычно выбираются в пределах 50–80 об/мин с регулировкой числа оборотов при ловильных работах за счет уменьшения скорости вращения двигателя или буксования фрикционных муфт, так как в эти периоды большой мощности не требуется.

Низшая скорость буровой подъемной установки определяется из условия обеспечения подъема колонны инструмента или обсадных труб наибольшего веса с максимальной, допустимой для данной буровой установки глубины, при работе минимального числа двигателей, с учетом 25–30 % запаса на возможности прихвата.

Если подъемная установка имеет два двигателя, то расчет обычно ведется из условия работы одного, если установка приводится от трех и более двигателей, то расчет следует вести на два двигателя.

Величину низшей скорости подъема крюка можно определить по формуле:

$$v_{\min} = \frac{75N_{\min} \cdot \eta}{T}, \text{ м/с}, \quad (2.11)$$

где N_{\min} – наименьшая допустимая мощность двигателей при подъеме, л. с.;

η – КПД системы от двигателя до крюка (обычно $\eta = 0,6–0,7$);

T – наибольшая нагрузка на крюке с учетом веса талевого системы, кг.

В современных буровых установках величину низшей скорости выбирают в пределах 0,15–0,4 м/с, так как при меньших скоростях

на подъем будет затрачиваться слишком много времени, а при более высоких скоростях потребуются большая мощность.

Высшая скорость вращения ротора выбирается в зависимости от принятой технологии бурения, диаметров бурильных труб и долот, которыми ведется бурение, глубины скважины, буримости пород, типа долота, качества промывки и т. д.

Длительной практикой бурения установлено, что наиболее рациональная высшая скорость вращения ротора должна быть около 350–450 об/мин как с точки зрения эффективности разрушения породы, так и с точки зрения долговечности работы оборудования.

Опыты по бурению ротором при высоких скоростях, примерно 700–800 об/мин, положительных результатов не дали.

Высшая скорость лебедки, или скорость для подъема ненагруженного элеватора, при операциях спуска инструмента выбирается из условия безопасности работы на буровой, удобства проведения операций верховым рабочим, зависящих от степени механизации его труда, длины свечи и допустимой скорости намотки каната на барабан лебедки. Скорость намотки каната на барабан лебедки для современных конструкций канатов не превышает 20 м/с.

В буровых установках, исходя из приведенных соображений, при работе со свечами длиной 1–25 м выбирают скорости подъема ненагруженного элеватора до 2–2,5 м/с.

При скорости крюка 2,0 м/с и оснастке 5×6, т. е. в 10 струн, скорость навивки каната уже достигнет 20 м/с. Для оснастки 4×5, т. е. в 8 струн, скорость подъема может быть до 2,5 м/с. При более коротких свечах или небольших числах спусков и подъемов наивысшая скорость может быть ниже 2 м/с.

Диапазоном регулирования скоростей буровой установки называется отношение наивысшей рабочей скорости к низшей:

$$R = \frac{v_{\max}}{v_{\min}}, \text{ или } R = \frac{v_{\text{к}}}{v_1}, \text{ или } R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}. \quad (2.12)$$

В современных буровых установках величина общего диапазона регулирования подъемного механизма выбирается в пределах $R_{\text{п}} \approx 6\text{--}8$, привода ротора – $R_{\text{р}} \approx 4\text{--}6$. В маломощных установках диапазон регулирования достигает 10–12.

В связи с увеличением мощности подъемных механизмов в буровых установках намечается тенденция к уменьшению диапазона регулирования.

Промежуточные скорости буровой установки выбираются в зависимости от того, предназначается коробка передач только для спуско-подъема инструмента, только для привода ротора при вращательном бурении или для привода того и другого одновременно.

В случае если коробка передач предназначается только для привода подъемного механизма, промежуточные скорости выбираются из условия наибольшего использования установленной мощности и вычисляются по формуле, предложенной Вирновским:

$$v_i = \frac{k-1}{(k-i) + \frac{i-1}{R}}, \quad (2.13)$$

где k – число скоростей;

i – порядковый номер скорости;

R – диапазон регулирования.

Если коробка передач предназначается только для привода ротора, число его оборотов следует выбирать так, чтобы можно было работать всегда с желательной скоростью движения разрушающего инструмента при различных его диаметрах.

Для этого случая наиболее целесообразной структурой ряда чисел оборотов ротора является геометрическая прогрессия, обеспечивающая наивыгоднейшее в эксплуатационном отношении расположение точных скоростей между выбранными крайними пределами. Применительно к металлорежущим станкам эта задача была решена русским академиком А. В. Гадолиным в 1876 г.

Геометрическая структура чисел оборотов в коробках передач с числом валов более двух является единственно закономерной структурой расположения чисел оборотов, которую возможно осуществить конструктивно. В этом случае промежуточные скорости выбираются из соотношения геометрического ряда:

$$v_i = v_{i-1} \cdot \varphi = v_1 \cdot \varphi^{i-1} \quad \text{или} \quad n_i = n_{i-1} \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^{i-1}, \quad (2.14)$$

где v_i и n_1 – скорость крюка и число оборотов барабана лебедки на первой передаче;

φ – знаменатель геометрической прогрессии;

i – порядковый номер скорости.

Из формулы (2.14) следует, что знаменатель прогрессии

$$\varphi = k^{-1} \sqrt[k]{\frac{n_k}{n_1}} = k^{-1} \sqrt[k]{R}, \quad (2.15)$$

где k – число передач;

R – диапазон регулирования.

Величина знаменателя геометрических прогрессий для буровых установок не нормализована и выбирается из любого значения, большего единицы, в пределах 1,3–2,3.

В случае, когда коробка передач буровой установки служит как для привода подъемного механизма, так и для привода ротора, промежуточные скорости выбираются из соотношений, удовлетворяющих этим двум требованиям.

В практике конструирования буровых подъемных механизмов иногда отдается предпочтение геометрическому ряду, как обеспечивающему достаточно высокий коэффициент использования мощности, хорошую гамму скоростей и более простое конструктивное решение кинематики коробки передач.

Длина свечи и ее вес оказывают существенное влияние на продолжительность операций подъема и спуска. С увеличением длины свечей уменьшается их число в колонне, а следовательно, уменьшается число свинчиваний и развинчиваний, число установок за палец и выносов из-за пальца свечей и труб.

При увеличении длины свечи несколько сокращается продолжительность времени машинного подъема вследствие того, что время, затрачиваемое на разгоны и остановки колонны, остается неизменным, а подъем и спуск на наибольшей скорости происходят на большем участке. Поэтому свечи целесообразно выбирать по возможности длиннее.

Однако при выборе размеров свечи должно быть учтено, что увеличение длины ее при неизменном весе труб связано с увеличением ее общего веса, а это затрудняет манипуляции со свечой во время

спуско-подъемных операций, вследствие чего возрастает время машинно-ручных и ручных операций. Кроме того, увеличиваются высота и стоимость вышки, усложняется ее конструкция. Уменьшение же диаметра труб понижает продольную устойчивость свечей, устанавливаемых почти вертикально на подсвечнике.

Определение рациональной длины свечи с учетом влияния различных факторов проводится по формуле:

$$l = \sqrt{\frac{2C \sum_{i=1}^n L_i \cdot t_{п.с}}{\left(\frac{A}{K} + B\right) p}}, \quad (2.16)$$

где A – стоимость 1 м вышки, руб.;

B – стоимость сборки 1 м вышки, руб.;

C – стоимость 1 часа работ, связанных со спуско-подъемными операциями, руб.;

K – коэффициент оборачиваемости вышки;

$p = h/l$ – отношение высоты вышки к длине свечи;

$\sum_{i=1}^n L_i$ – суммарная длина бурильных свечей, извлеченных и спущенных в скважину за период бурения, м;

$t_{п.с}$ – среднее время подъема и спуска одной свечи, ч.

В легких установках для бурения геологоразведочных скважин небольшой глубины применяют свечи длиной 6–12 м. В эксплуатационном бурении наиболее широко распространена длина свечей 12–25 м. В практике бурения свечи длиной 50 м не применяют.

Размеры вышки. Высота вышки или мачты h зависит в первую очередь от длины свечи и суммарной длины всего комплекта механизмов талевого системы.

Как было указано выше, в известных пределах выгодно увеличивать длину свечи, а следовательно, и высоту вышки.

Общая высота вышки (рис. 2.1) может быть определена следующим путем:

$$h = h_1 + h_2 + l + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 + D/2, \quad (2.17)$$

где h_1 – расстояние по высоте от опоры ног вышки до верхнего обреза замка элеватора на столе ротора;

h_2 – зазор между торцами стоящего на роторе замка и нижним торцом подвешенной свечи;

h_3 – расстояние по высоте между крюком и верхним торцом свечи;

h_4 – длина крюка;

h_5 – длина талевого блока;

h_6 – безопасное расстояние по высоте между талевым блоком и крон-блоком (запас на подъем);

D – диаметр блока.

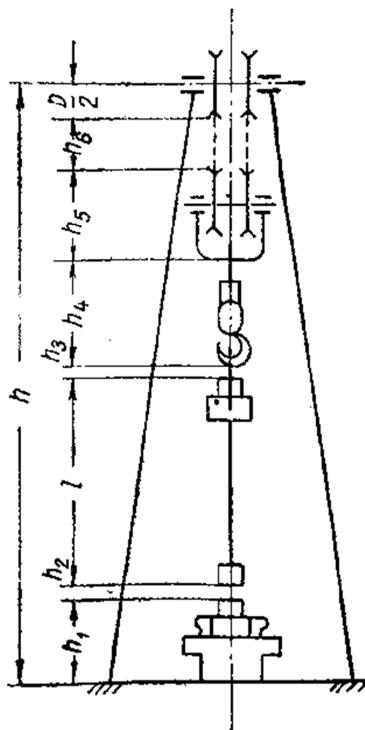


Рис. 2.1. Схема буровой вышки

Наибольшее распространение имеют вышки и мачты высотой 38–41 м для свечей длиной 25 м. Вышки высотой 28 и 53 м для свечей длиной 12,5 и 38 м применяются в глубоком бурении сравнительно редко.

Размеры вышки и мачты в плане у основания выбираются с таким расчетом, чтобы можно было разместить необходимое оборудование, обеспечить место для удобства работы буровой бригады и установить свечи, извлеченные из скважины при подъеме инструмента.

Стандартные вышки высотой 41 м имеют у основания размер 8×8 м, а высотой 53 м – 10×10 м. Для обеспечения большей транспортабельности следует уменьшить размеры вышек и мачт у основания.

Размеры головки вышки определяются габаритами монтируемого крон-блока. В стандартных вышках этот размер принят 2×2 м.

2.3. Разработка кинематической схемы буровой установки

Разработка кинематической схемы является одной из начальных стадий проектирования буровой установки.

Как и большинство задач, решаемых путем синтеза механизмов по заданным движениям конечных звеньев системы, в целях выбора наилучшего варианта кинематическая схема разрабатывается для проектируемой буровой установки в нескольких вариантах.

В известных пределах должно соблюдаться требование унификации, т. к. возможны излишние усложнения конструкции установки, увеличение ее стоимости и ухудшение эксплуатационных качеств в результате применения излишне сложных унифицированных узлов.

На основе анализа всех данных должна быть создана кинематическая схема, наиболее полно удовлетворяющая всем требованиям. В каждой буровой установке должны быть три основные кинематические цепи: цепь подъемного механизма, привода ротора и насосов для прокачки промывочной жидкости. В совокупности эти цепи образуют кинематическую схему всей установки.

Некоторые из этих цепей в зависимости от характера проводимых работ и назначения установки должны допускать временную или постоянную связь между собой, другие кинематические цепи могут постоянно оставаться независимыми друг от друга.

Кинематическая схема буровой установки должна удовлетворять ряду общих требований.

1. Технологические требования проводки скважины:

– обеспечение требуемого диапазона регулирования и изменения чисел оборотов ротора, подъемного механизма и насосов;

– обеспечение такого манипулирования скоростями подъема и спуска колонны бурильных труб, при котором будет обеспечена наименьшая затрата времени на механический подъем, спуск или включение и выключение ротора.

2. Простота конструкции. Оценка степени сложности того или иного варианта схемы производится путем их сопоставления, при этом в качестве критериев могут быть выбраны следующие:

– количество элементов, входящих в кинематическую схему установки, – валов, клиноременных, цепных и зубчатых передач, подшипников, муфт сцепления, блоков талевого системы, число слоев намотки каната на барабан лебедки и пр.; количество клапанов, сальников, трубопроводов и других распределительных органов пневмосистемы управления и т. д.; число органов управления;

– количество сравнительно сложных в изготовлении или сборке элементов – редукторов, коробок скоростей, фрикционных муфт;

– расположение валов; предпочтительным является такое расположение, при котором их оси параллельны друг другу, находятся по возможности в одной плоскости или с небольшими углами наклона передач; вертикального расположения валов следует избегать, особенно при цепных и клиноременных передачах; допускается также взаимно перпендикулярное расположение валов с коническими зубчатыми передачами.

3. Механизация буровой установки. При механизации буровой установки с целью облегчения физического труда рабочих и сокращения времени проводки скважин следует учитывать техническую и экономическую целесообразность степени механизации.

4. Высокий КПД кинематических цепей привода подъемного механизма, ротора и буровых насосов. На привод этих механизмов тратятся значительные мощности, поэтому при низких КПД потери энергии достигают значительных величин. Общий КПД кинематической цепи зависит от КПД отдельных механизмов и числа передач.

5. Монтаж и демонтаж буровой установки. Кинематическая схема должна предусматривать возможность более простого монтажа и демонтажа механизмов буровой установки на отдельные транспортные блоки и затрату наименьшего времени на эти операции.

3. СИЛОВЫЕ ПРИВОДЫ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

3.1. Назначение и технические требования к двигателям и силовым приводам

Силовой привод буровой установки является одним из основных элементов, характеризующих ее технико-экономические показатели.

Силовые приводы предназначены для сообщения вращения и передачи энергии всем механизмам буровой установки. Основное требование к силовому приводу буровой установки – гибкость его характеристики.

Под гибкостью характеристики понимают способность силового привода автоматически или при участии оператора быстро приспосабливаться к изменяющимся нагрузкам и скоростям движения исполнительных механизмов, обеспечивая высокое использование мощности.

Гибкость характеристики определяется коэффициентом собственной приспособляемости и диапазоном регулирования.

Коэффициент собственной приспособляемости двигателя к действию внешней нагрузки, или перегрузочная способность, $K_1 = M_{\max} / M_{\text{ном}}$, где M_{\max} – наибольший развиваемый двигателем крутящий момент при устойчивом режиме работы и $M_{\text{ном}}$ – номинальный момент двигателя.

Величина K_1 показывает, в какой степени может увеличиваться крутящий момент двигателя в пределах рабочего режима оборотов. Этот коэффициент характеризует, в какой мере двигатель может приспособляться к увеличению нагрузки без применения коробок передач и других устройств искусственной приспособляемости.

Диапазон регулирования, т. е. отношение максимального числа оборотов к минимальному, $R = n_{\max} / n_{\min}$, где n_{\max} – наибольшая скорость вращения вала в рабочем диапазоне; n_{\min} – наименьшая, при которой двигатель может устойчиво работать под нагрузкой.

Величины эти зависят от типа двигателя и характера используемой энергии. Наибольшим коэффициентом приспособляемости обладают электродвигатели постоянного тока и двигатели внутреннего сгорания с турботрансформаторами, т. е. с использованием искусственной приспособляемости. Двигатели переменного тока имеют высокую мгновенную приспособляемость, почти без изменения ско-

рости вращения, и не приспособлены к длительной работе с повышенным моментом и широким пределом регулирования чисел оборотов.

Удельная масса двигателя, или масса, приходящаяся на 1 кВт, в зависимости от типа двигателя имеет различные значения и колеблется для двигателей, применяемых в буровых установках, в пределах $\delta_N = G_{\text{д}} / N = 2 - 20$. Этот показатель характеризует легкость и транспортабельность конструкции, напряженность деталей двигателя и напряженность рабочего процесса. Практикой бурения установлено, что для тяжелых и мощных установок наиболее подходящими являются двигатели с относительной массой 8–15 кг/кВт.

Современные буровые установки имеют следующие энергетические приводы:

- электропривод переменного трехфазного тока;
- двигатели внутреннего сгорания с механической трансмиссией;
- ДВС с турбопередачами в трансмиссии;
- двигатели внутреннего сгорания, энергия от которых передается электроприводами постоянного тока.

Наибольшее распространение на нефтепромыслах получили буровые установки с электроприводом переменного тока и установки с ДВС с механическими трансмиссиями.

Пригодность того или иного типа двигателя для силового привода буровой установки определяется его характеристиками: гибкостью, приемистостью, относительным весом, сложностью конструкции, требовательностью к уходу и т. д. Сочетание этих факторов следует подбирать так, чтобы возможно полнее удовлетворить требованиям технологии бурения.

При выборе типа двигателей, способа передачи энергии и схемы компоновки всего силового привода для буровой установки необходимо всесторонне рассмотреть цикл действующих рабочих нагрузок, характер использования мощности исполнительными механизмами и рабочую характеристику двигателя и всего силового привода. В зависимости от этих факторов должны быть выбраны такие схема и конструкция всех трансмиссий, приводящих насосы, лебедку, ротор и другие агрегаты, чтобы обеспечить наиболее эффективное их использование.

Буровая установка предназначена для бурения и спуско-подъемных операций. Оба эти процесса самостоятельные, и во многих случаях бурения потребная на эти операции мощность не сбалансиро-

вана. Например, в начале бурения скважины турбинным способом на подъем инструмента требуется небольшая мощность, а на прокачку промывочной жидкости большая. При больших глубинах скважины мощность на подъем инструмента достигает максимума, а на прокачку промывочной жидкости вся установленная мощность не может быть использована. При роторном бурении – наоборот, в начале бурения расходуется меньшая мощность на прокачку промывочной жидкости, вращение ротора и подъем инструмента, чем при достижении больших глубин.

В процессе бурения скважин мощность установленных двигателей используется далеко не полно. Использование мощности и количество потребляемой энергии зависят от глубины и диаметра скважины, бурения, типа буровой установки, режима работы и т. д. и могут значительно меняться для разных условий бурения (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Соотношения между установленной и потребляемой мощностями

| Показатели | Глубина скважины, м | | | |
|---|---------------------|-----------|-----------|-----------|
| | 1000 | 2000 | 3000 | 3500 |
| Номинальная мощность двигателя, кВт | 400 | 600 | 1000 | 1500 |
| Средний % загрузки двигателей | 26–34 | 23–30 | 20–26 | 15–23 |
| Средняя потребляемая мощность, кВт | 140–180 | 180–240 | 250–350 | 300–450 |
| Мощность, потребляемая на буровой за сутки, кВт·ч | 220–3700 | 3000–4500 | 5000–8500 | 6000–7500 |
| Расход мощности на скважину по нормам, 10^3 кВт·ч | 100–150 | 150–350 | 200–600 | 600–1000 |

3.2. Основные потребители энергии буровой установки

Основные потребители энергии буровой установки:

– в процессе бурения – буровые насосы, ротор для вращения буровых труб и долота при роторном бурении, глиномешалки или насос приготовления глинистого раствора, освещение, устройство для очистки промывочной жидкости от выбуренной породы, компрессор, водяной насос;

– при операциях подъема и спуска инструмента – лебедка, ротор (развинчивание замков); освещение, компрессор, водяной насос.

При бурении турбинным способом основная мощность потребляется насосами, при роторном бурении – насосами и ротором, а во время спуско-подъемных операций – лебедкой.

Мощность, потребляемая остальным вспомогательным оборудованием, составляет 3–6 % от потребной мощности на буровой установке. Вспомогательное оборудование работает либо одновременно с основным, либо самостоятельно периодически в течение суток.

Величину потребляемой мощности вспомогательного оборудования учитывают при определении общей мощности установки.

4. ТАЛЕВЫЕ СИСТЕМЫ

4.1. Назначение, типы и общие требования

Талевая система буровых установок предназначена для преобразования вращательного движения барабана лебедки в поступательное перемещение крюка при подъеме и спуске груза и выигрыша в силе за счет скорости ходового конца каната, наматываемого на барабан лебедки.

Талевая система состоит из неподвижного кронблока; подвижного талевого блока; талевого каната, соединяющего неподвижный и подвижный блоки; бурового крюка и штропов, на которых подвешивается груз (колонна бурильных или обсадных труб); устройства для крепления мертвого конца талевого каната.

По грузоподъемности и числу ветвей каната в оснастке талевые системы разделяются на различные типоразмеры.

К талевым системам буровых установок предъявляются следующие общие требования:

- надежность, безопасность и удобство в эксплуатации;
- большая долговечность;
- возможность осуществления быстрого монтажа и демонтажа, смены каната при переоснастках;
- взаимозаменяемость однотипных механизмов и элементов между собой;
- все механизмы талевой системы должны быть удобны для погрузки на транспортные средства и должны допускать перевозку их волоком на небольшие расстояния в пределах промыслов.

В буровых установках грузоподъемностью 50–75 т применяется талевая система с числом блоков 2×3 и 3×4 ; в установках большей грузоподъемности (100–300 т) число блоков увеличивают. Наиболее распространены буровые установки с числом блоков 3×4 ; 4×5 и 5×6 .

В буровых установках тяжелого типа применяется оснастка с креплением мертвого конца каната к «рамному брусу» лебедки через специальные устройства.

Типоразмеры талевых систем приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

| | | | | | | | |
|--------------------------------|-----|-----|-----|------|------|-------|-------|
| Грузоподъемность на крюке, т | 50 | 75 | 100 | 125 | 150 | 200 | 300 |
| Число ветвей каната в оснастке | 4–6 | 4–6 | 6–8 | 8–10 | 8–12 | 10–12 | 10–14 |

Число блоков, их размеры и количество ветвей каната в талевой системе определяется грузоподъемностью на крюке, тяговым усилием лебедки, размерами и прочностью талевого каната. При конструировании талевых систем эти элементы должны быть увязаны между собой. Наиболее часто употребляются в талевых системах буровых установок стальные проволочные канаты диаметром от 25 до 32 мм.

При выборе и оценке конструкции талевой системы следует иметь в виду, что от ее качества и типа во многом зависит скорость спуско-подъемных операций, являющаяся важным фактором в процессе проводки скважин.

Чем больше блоков и ветвей в оснастке, тем больше износ каната; чем меньше блоков и ветвей, тем канат более нагружен и сокращается его усталостная долговечность.

Намечается тенденция сокращения числа блоков в талевых системах путем увеличения прочности и улучшения конструкции канатов или увеличения их диаметра. Однако чем больше диаметр каната, тем больше должны быть диаметры блоков, а следовательно, размеры и вес кронблока и талевого блока. При большом же числе блоков можно применять более тонкие канаты, при этом блоки могут быть значительно меньших размеров.

Эти соображения должны оцениваться при конструировании талевых систем, и должно быть выбрано конструктивное решение, наиболее полно удовлетворяющее требованиям долговечности и конструктивно допустимых размеров.

По характеру нагрузки талевая система работает в условиях переменных циклических режимов, особенно во время операций спуска и подъема, и в условиях вибрационных нагрузок в процессе бурения.

Вибрации инструмента при разрушении твердых горных пород передаются талевой системе и вызывают колебания не только ее, но часто и всей вышки.

В процессе бурения бывали случаи, когда вибрационные нагрузки приводили к обрывам талевых канатов вследствие усталостных разрушений в местах перегиба мертвого конца на первом шкиве кронблока, т. е. в месте, практически не подверженном износу.

Конструирование талевых систем следует вести в следующей последовательности. В зависимости от требуемых грузоподъемности и скоростей подъема инструмента выбираются размеры и тип талевого каната, диаметры и число блоков в системе. При этом должны учитываться величина тягового усилия на барабане лебедки и скорость намотки каната. После этого приступают к выбору конструктивных схем механизмов и расчету размеров их отдельных элементов.

4.2. Кронблоки и талевые блоки буровых установок

Кронблок и талевый блок предназначены для спуско-подъемных работ и поддержания на весу в процессе бурения колонны бурового инструмента, а также колонны обсадных труб.

По количеству осей кронблоки и талевые блоки бывают двух типов – одноосные и многоосные. В одноосных конструкциях все блоки размещены на одной или нескольких неподвижных соосных осях, а подшипники смонтированы в ступицах шкивов.

Многоосными конструкциями называют такие, в которых оси не соосны и в большинстве случаев вращаются вместе с блоками в подшипниках, укрепленных на корпусе или раме.

Одноосные конструкции, имеющие меньший вес и габариты, получили в настоящее время преимущественное распространение.

В многоосных конструкциях значительно легче осуществлять смену одного из шкивов или его подшипников.

Одноосные кронблоки и талевые блоки по конструкции осей и опор разделяются на трехопорные с разрезной осью, двухопорные с неразрезной осью и многоопорные с неразрезной осью.

Поскольку оси кронблока и талевого блока представляют собой нагруженную балку, выбор того или иного конструктивного решения зависит от возможности обеспечить требуемую прочность оси и размеров подшипника. В двухопорных конструкциях с неразрезной осью диаметр ее должен быть значительно большим, чем в других конструкциях.

Ввиду того, что талевые системы работают в довольно напряженных условиях, к точности изготовления и качеству материалов предъявляются повышенные требования. Шкивы изготавливаются из качественного углеродистого или легированного стального литья марок 40Г, 50Г, 35ХН и др.; поверхности ручьев изготавливаются по шаблонам с закалкой и шлифовкой. Боковое биение шкива допускается не более 1 мм, а радиальное не более 0,5 мм на диаметре 1000 мм. Отклонение оси профиля ручья допускается не более 1,5 мм, а разностенность реборд не более 2 мм. Изготовление и приемка должны вестись в соответствии с требованиями правил Котлонадзора для грузоподъемных машин.

Конструкции кронблоков.

Конструктивно узел кронблока представляет собой раму, сваренную из профильного проката, на которой смонтированы оси и опоры с блоками. Основные параметры кронблоков приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Основные параметры кронблоков

| Показатели | Параметры кронблока | | | | | |
|---|---------------------|------|------|------|------|------|
| | 75 | 130 | 210 | 350 | 200 | 300 |
| Грузоподъемность, т | 75 | 130 | 210 | 350 | 200 | 300 |
| Тяговое усилие каната (предельно-допустимое), 7П2 | 15 | 20 | 25 | 35 | 20 | 30 |
| Число канатных шкивов, шт. | 5 | 6 | 5 | 6 | 5 | 6 |
| Диаметр шкива по дну желоба, мм | 687 | 900 | 915 | 1170 | 960 | 1200 |
| Желоб обточен под канат диаметром, мм | 25 | 28 | 28 | 32 | 28 | 32 |
| Диаметр центральной оси, мм | — | 170 | 152 | 152 | 250 | 260 |
| Высота, мм | 837 | 1190 | 1162 | 1517 | 1255 | 1410 |
| Ширина по оси, мм | 950 | 1330 | 992 | 1360 | 1120 | 1300 |
| Длина, мм | 2225 | 2225 | 2440 | 2440 | 2290 | 2290 |
| Общий вес, кг | 4677 | 2220 | 2280 | 3450 | 2700 | 5340 |

Кронблок опирается на подкронблочные балки концами крайних продольных балок. Рама кронблока снабжена специальными вырезами для крепления ее к вышке. К середине продольных балок приварены на прокладках разъемные корпуса опор, на которых укреплены две секции блоков. Каждая секция состоит из оси, на которой смонтированы шкивы, каждый на двух роликоподшипниках с короткими цилиндрическими роликами.

Конструкции талевых блоков.

В конструкциях талевых блоков следует применять такие же шкивы, как и в кронблоках (рис. 4.1). Основные параметры талевых блоков приведены в табл. 4.3. Габаритные размеры талевого блока по ширине ограничиваются безопасными зазорами между блоком и фонарем вышки.

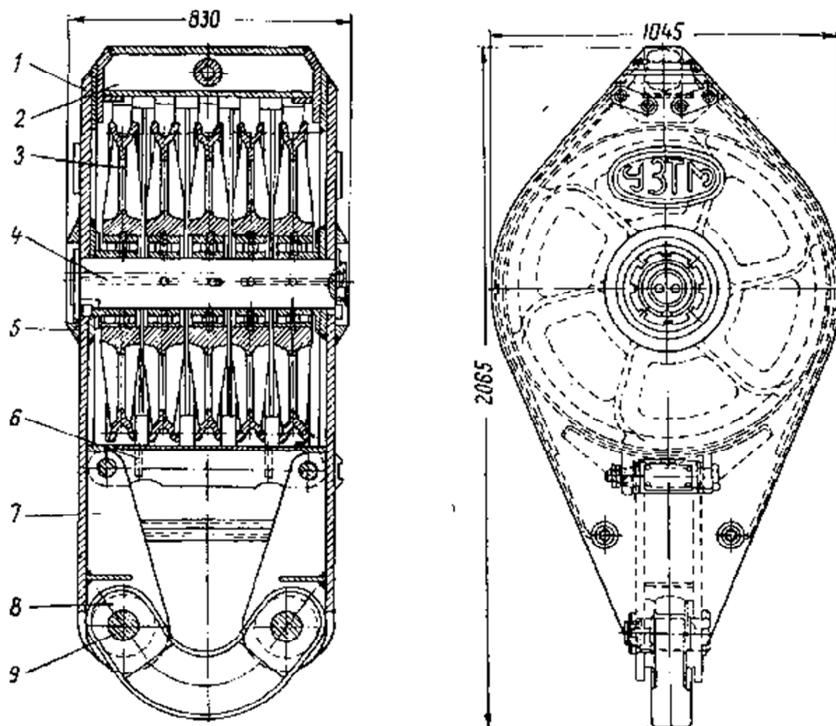


Рис. 4.1. Пятишкивный талевый блок У4-130-3

Основные параметры талевых блоков

| Показатели | Параметры кронблока | | | | | |
|---|---------------------|------|------|------|------|------|
| Грузоподъемность, т | 75 | 130 | 200 | 350 | 200 | 300 |
| Число канатных шкивов, шт. | 4 | 5 | 4 | 5 | 4 | 5 |
| Диаметр шкива по дну желоба, мм | 900 | 900 | 915 | 1170 | 960 | 1200 |
| Желоб обработан под канат диаметром, мм | 25 | 28 | 28 | 32 | 28 | 32 |
| Диаметр центральной оси, мм | 170 | 170 | 152 | 152 | 250 | 260 |
| Высота, мм | 1865 | 2065 | 2360 | 2770 | 1945 | 3000 |
| Ширина по оси, мм | 722 | 830 | 690 | 980 | 780 | 865 |
| Длина, мм | 1037 | 1045 | 1000 | 1265 | 1035 | 1295 |
| Общий вес, кг | 1730 | 2215 | 2070 | 4540 | 3220 | 5368 |

Вес талевого блока, в отличие от других грузоподъемных машин, не следует стремиться уменьшать, так как от веса подвижной части талевой системы зависит плотность намотки каната на барабан лебедки при подъеме пустого элеватора. При «рыхлой» укладке каната во время спуска инструмента канат врезается в лежащие ниже слои и сильно изнашивается.

Для обеспечения наибольшей прочности оси расстояние по ширине блока должно быть минимальным, если не применяются промежуточные опоры. Талевые блоки с промежуточными опорами оси технологически и конструктивно сложнее и на отечественных нефтепромыслах распространения не получили.

Талевой блок той же грузоподъемности, что и кронблок, должен иметь на один шкив меньше.

Указания по расчету кронблоков и талевых блоков.

После того как выбрана конструктивная схема кронблока и талевого блока, определено число струн в оснастке, производят расчет элементов блоков в зависимости от заданной грузоподъемности, размеров каната и требований, предъявляемых к талевой системе.

В кронблоках и талевых блоках обязателен расчет на прочность всех элементов, подверженных действию основных нагрузок: оси, блоки, рамы кронблока, шкивы, боковые щеки, промежуточные листы, нижние подвески талевого блока, пальцы и т. д.

Подшипники качения шкивов выбираются по конструктивным размерам, но они должны быть проверены на долговечность.

Выбор размеров и расчет на прочность элементов конструкций кронблоков и талевых блоков производятся по наибольшей возможной действующей нагрузке, статической или динамической, в зависимости от того, которая из них больше. Коэффициент запаса прочности во всех случаях не должен быть менее трех.

Как указывалось выше, усилия, действующие на всех шкивах, при статической нагрузке одинаковы; при динамической, т. е. при движении талевого блока усилия на каждом шкиве будут различны, а следовательно, силы, действующие на продольные балки кронблока и оси кронблока, талевого блока и ноги вышки, также будут различны. Эти обстоятельства необходимо иметь в виду при расчете. Поэтому элементы конструкций талевых блоков и кронблоков, несущие основную нагрузку, рассчитываются на прочность по пределу текучести выбранной марки стали при действии наибольшей нагрузки и по пределу усталости от действия эквивалентной нагрузки.

Так как первый шкив, считая от ходового конца каната, делает наибольшее число оборотов, а последний – наименьшее, то расчет следует вести для этого случая, учитывая возможность перестановки шкивов, что обычно делают на практике. Это мероприятие увеличивает срок службы как подшипников, так и канатных ручьев шкивов.

4.3. Проволочные канаты нефтепромысловых механизмов

Проволочные канаты нашли широкое применение в нефтепромысловых механизмах: в талевых системах буровых установок, эксплуатационных подъемниках, партальных лебедках, в качестве расчалок вышек и т. д.

Проволочные канаты являются ответственным элементом буровых установок и других нефтепромысловых механизмов. Срок службы канатов обычно небольшой. Достаточно указать, что расход талевых канатов доходит до нескольких килограммов на метр проходки скважины, а долговечность этих канатов исчисляется всего несколькими месяцами. Вопросы правильного выбора и расчета канатов и увеличения их долговечности имеют большое значение.

Канаты изготавливаются самых различных конструкций, однако в нефтепромысловых механизмах применяется весьма ограничен-

ное число типов. Проволочные канаты по форме поперечного сечения разделяются на круглые и плоские. Круглые канаты по конструкции разделяются на три группы: канаты одинарной свивки; двойной свивки и тройной свивки.

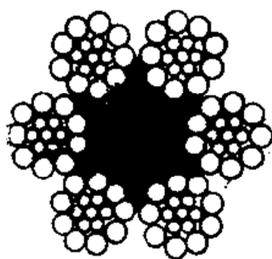
Обычно канат одинарной свивки является элементом каната двойной свивки и в этом случае называется пряждю, а канат двойной свивки является элементом каната тройной свивки и называется стренгой.

В нефтепромысловых механизмах получили распространение только круглые канаты одинарной и двойной свивки.

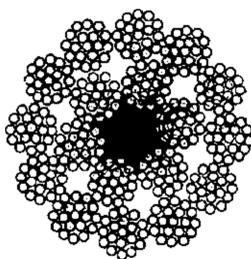
В проволочных спиральных канатах одинарной свивки группа проволок располагается по спирали вокруг сердечника в один или несколько концентрических слоев. Канаты простых конструкций изготавливаются из проволок одного или разных диаметров и применяются в качестве прядей в канатах более сложных конструкций.

В проволочных канатах двойной свивки группа прядей располагается по спирали вокруг органического или металлического сердечника в один или несколько концентрических слоев.

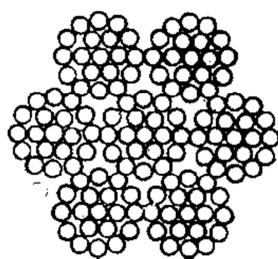
Канат, состоящий из одного слоя прядей, называется тросом, а канаты, состоящие из двух или трех слоев прядей, называются многопрядными или кабелями (рис. 4.2).



Канат (трос) типа СИЛ
 $6 \times 16 + 1$



Многопрядный канат
(кабель) $12 \times 19 + 1$



Канат $7 \times 19 = 133$

Рис. 4.2

В нефтяной промышленности наибольшее распространение получили круглые канаты (тросы) двойной свивки шестипрядные с одним органическим сердечником. По направлению свивки различаются правые и левые пряди в зависимости от направления свивки

проволок верхнего слоя. Отдельные проволоки в прядях могут иметь как крестовое, так и одностороннее направление спирали.

По направлению свивки прядей различаются канаты с правой навивкой, в которых отдельные пряди скручены слева направо, и канаты с левой навивкой, в которых пряди скручены справа налево.

По направлению свивки прядей в канате и проволок в прядях канаты делятся на канаты крестовой свивки, в которых отдельные проволоки в пряди свиты в противоположном направлении по сравнению с прядями, и канаты прямой свивки, в которых отдельные проволоки прядей свиты в том же направлении, что и сами пряди.

В талевых системах буровых установок применяются канаты более сложных конструкций и прямой свивки.

Стандартом принята цифровая система обозначения проволочных канатов. Формула имеет вид: произведение числа прядей в канате на число проволок в пряди плюс число органических сердечников. Например, 6-прядный канат с 19 проволоками в пряди и одним органическим сердечником обозначается: $6 \times 19 + 1$ ос.

Угол свивки и характер касания проволок в прядях. Углом свивки называется угол, под которым проволоки наклонены к оси пряди или пряди к оси каната. При углах свивки до 7° упругое напряжение проволок настолько велико, что прядь, освобожденная после навивки, сама развивается на составляющие проволоки.

Опытами установлено, что выносливость канатов в работе возрастает, если при свивке напряжения в проволоках превосходят предел упругих деформаций. С другой стороны, чем больше искривление проволок в канате, тем выше разность между суммарной прочностью составляющих проволок и прочностью каната в целом. Для прочности каната более выгодны наименьшие углы свивки. Применение углов свивки ниже 10° ограничено условиями выносливости каната, а свыше 20° – условиями прочности. Подъемные канаты, которые по условиям работы должны обладать высокой гибкостью и прочностью, изготавливаются со средними углами свивки (для прядей $13\text{--}15^\circ$). Промышленностью изготавливаются проволочные канаты двух родов свивки: с одинаковым углом свивки проволок во всех повивах прядей и с одинаковым шагом свивки в основных повивах прядей.

Свойства канатов:

1. Плотность и гибкость канатов:

– коэффициент конструктивной плотности каната – отношение суммарной площади поперечного сечения проволок, составляющих канат, к площади поперечного сечения каната;

– коэффициент гибкости – отношение диаметра каната к диаметру проволоки.

2. Удлинение проволочных канатов. При нагрузке происходит взаимное перемещение элементов, вызывающее изменение первоначальной формы каната. При этом канат несколько удлиняется, а его сечение деформируется, превращаясь из круглого в овальное. Такое удлинение, называемое конструктивным, является неупругим и не превосходит 0,001 первоначальной длины каната.

3. Критическая длина каната – длина, при которой канат, подвешенный вертикально, разрывается от собственного веса.

5. ВЕРТЛЮГИ

5.1. Назначение, технические требования и типы вертлюгов

Вертлюг является промежуточным звеном между поступательно движущейся талевой системой и буровым шлангом, а также вращающимся бурильным инструментом, который при помощи замковой резьбы подвешивается к стволу вертлюга. Он подвешивается на буровом крюке при помощи штроп. Вертлюг – это, с одной стороны, опора, обеспечивающая возможность свободного вращения буровому инструменту при невращающемся корпусе вертлюга и связанных с ним крюком и буровым шлангом, и, с другой стороны, устройство для ввода в колонну бурильных труб под большим давлением промывочной жидкости. Так как он перемещается по высоте, то подвод промывочной жидкости к нему осуществляется при помощи гибкого бурового шланга. Длина шланга выбирается большей на 3–5 м половины наибольшей величины перемещения вертлюга. Второй конец шланга укрепляется к стояку на высоте меньшей длины шланга.

Условиями технологии бурений к вертлюгам предъявляются требования достаточной прочности конструкции при действии наибольшей нагрузки, надежности основных рабочих элементов и подшипниковых узлов, особенно главного опорного подшипника, который должен быть рассчитан на восприятие наибольшей нагрузки и по долговечности должен удовлетворять предъявляемым требованиям на всех режимах работы.

Уплотнения должны быть рассчитаны на наибольшее давление прокачиваемой жидкости, достигающее 15 МПа и выше, надежно работать при всех числах оборотов инструмента и исключать возможность попадания промывочной жидкости внутрь корпуса вертлюга. Он также должен быть герметичен и исключать возможность вытекания из него смазки как в процессе работы, так и при хранении и транспортировке на промыслах.

Форма и размеры сечения проточной части вертлюга должны обеспечивать минимальные гидравлические потери и износ потоком промывочной жидкости, в большинстве случаев содержащей абразивные частицы.

Скорость потока жидкости должна быть не более 5–6 м/с.

Технология изготовления вертлюга должна обеспечивать требуемую точность деталей, простоту сборки и разборки и хорошую центровку вращающихся деталей. Они должны быть удобны в ремонте и обеспечивать возможность регулировки и быстрой смены уплотнений и грязевой трубы в промысловых условиях.

Во всех вертлюгах, независимо от их конструкции и назначения, ствол является ведомым элементом. Поэтому при принятом в бурении направлении вращения бурового инструмента по часовой стрелке, если смотреть сверху, присоединительная резьба должна быть левой, исключаяющей возможность самоотвинчивания.

Ствол вертлюга должен иметь стандартную коническую левую резьбу бурильных труб или замков для присоединения через переходник рабочей трубы-квадрата.

Вертлюг должен иметь хомут-штроп для подвески его на буровых крюках различных типов и быть снабжен стандартным фланцем или резьбой для присоединения бурового шланга. На корпусе должно быть предусмотрено устройство, предохраняющее его от ударов штропами элеватора, висящими в процессе бурения на крюке.

На корпусе вертлюга должны быть приливы, ограничивающие перемещение хомута и устанавливающие его в положение, удобное для захвата крюком, когда вертлюг с рабочей трубой стоит в шурфе.

Вертлюги снабжают устройствами для заливки, спуска и контроля уровня смазки, а также сапуном для выпуска паров масла и уравнивания давления их с атмосферным при нагреве в процессе работы.

Вертлюг, как и подвижные элементы талевого системы, не должен иметь выступов и острых углов, которые могут мешать рабочим, и цеплять за вышку при его спусках и подъемах.

В практике бурения применяются вертлюги, рассчитанные на грузоподъемность до 25, 50, 75, 100, 125, 150 и 200 т, для бурового инструмента от $3\frac{1}{2}$ " до $6\frac{5}{8}$ ". Каждый вертлюг нормально рассчитывается для применения с бурильными трубами двух-трех размеров.

5.2. Конструктивные схемы вертлюгов

По конструктивным схемам вертлюги выполняются довольно разнообразно. Основными элементами, характеризующими схему вертлюга, являются расположение и конструкция его опор и сальников как наиболее ответственных элементов.

Независимо от их конструктивного оформления, вертлюги состоят из двух основных групп деталей: невращающейся, подвешенной к подъемному крюку, и вращающейся, которая через рабочую трубу (квадратную штангу) соединена с колонной бурильных труб.

Конструктивно вертлюги выполняются весьма разнообразно в зависимости от схемы, предъявляемых требований, грузоподъемности и технологических возможностей завода-изготовителя.

5.3. Указания по конструированию и расчету вертлюгов

Расчет и конструирование вертлюгов начинаются с выбора типа и основных размеров главной опоры. Подшипник опоры по грузоподъемности, допустимой скорости вращения и долговечности должен удовлетворять требованиям технического задания и условиям работы вертлюга, после чего выбирается схема расположения опор и оформляется конструкция вертлюга и его отдельных узлов.

Как указывалось, вертлюг является вертикальной пятой, на которой подвешена вращающаяся колонна, и служит устройством для ввода промывочной жидкости в колонну труб.

Долговечность вертлюга зависит от соответствия конструкции условиям эксплуатации, т. е. рабочему давлению промывочной жидкости, скорости вращения ствола, рабочей нагрузке и т. д.

Для вертлюгов грузоподъемностью до 75 т при работе с числом оборотов 250–400 в минуту в качестве основного опорного подшипника применяют шариковые, радиально-упорные или упорные подшипники. В вертлюгах грузоподъемностью более 75 т применяют роликовые подшипники с цилиндрическими, коническими или бочкообразными роликами.

6. РОТОРЫ

6.1. Назначение, технические требования, типы и конструктивные схемы

Роторы предназначены для вращения колонны бурильных труб в процессе бурения, ловильных работ или отвинчивания свечей при подъеме колонны, восприятия реактивного момента при бурении забойными двигателями и поддержки на весу колонны бурильных или обсадных труб.

Ротор является угловым редуктором, сообщаящим вращение вертикально подвешенной колонне бурильных труб от горизонтального вала передачи от двигателей.

Диаметр отверстия в роторе выбирается в зависимости от наибольшего размера пропускаемых через него обсадных или бурильных труб, турбобура или долота. Следует иметь в виду, что при необходимости работать долотом диаметром большим, чем диаметр отверстия в роторе, долото может быть навинчено на колонну труб или на вал турбобура снизу под ротором.

Диаметр стола зависит от размера ротора и устанавливаемых на него элеваторов, величина его обычно составляет 500–1000 мм.

Для удобства работ часть стола ротора сверху закрывают неподвижной оградой, размеры которой не должны превышать габаритов станины ротора.

Роторы должны обеспечивать надежную работу на всем диапазоне рабочих чисел оборотов и передачу требуемой мощности и крутящего момента. Прочность ротора и опоры его стола должны быть достаточными, чтобы воспринимать наибольший вес колонны бурильных и обсадных труб, устанавливаемых на ротор. Конструкция ротора должна допускать привод от карданного вала и от цепной передачи, обеспечивать достаточную герметичность и предохранение механизмов от попадания промывочной жидкости, грязи и пр. При операциях подъема колонн бурильных труб ротор очень часто обливается сверху жидкостью, находящейся в трубах, после чего грязь с поверхности ротора смывается струей воды из шланга.

Вес роторов и их конфигурация должны допускать транспортировку как на транспортных средствах, так и волоком в пределах промысла.

Роторы должны иметь устройства, позволяющие быстро закрывать стол от вращения при переходе от вращения колонны к бурению турбобуром или при распределении замков бурильных труб и отвинчиванию их ротором и т. д.

Конструкция деталей ротора должна быть по возможности технологически проста в изготовлении.

Объем масляной ванны ротора должен быть достаточным не только для обеспечения надежной смазки трущихся деталей, но и отвода тепла, выделяемого при работе. Рабочее направление вращения стола ротора всегда должно быть по часовой стрелке, если смотреть сверху, однако конструкция ротора должна допускать и обратное вращение в случае ловильных и других работ.

По конструктивным схемам роторы выполняются довольно разнообразно. На рис. 6.1 приведена наиболее часто применяемая конструктивная схема ротора.

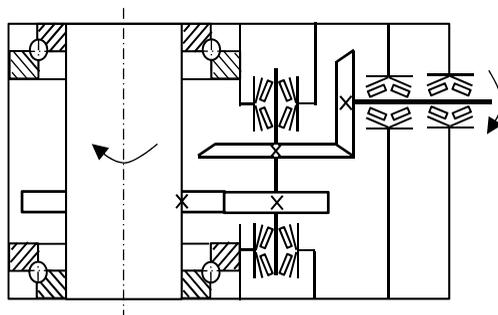


Рис. 6.1. Типовая схема ротора

Изменение направления вращения в роторе с горизонтального на вертикальное осуществляется конической передачей.

Ведущий быстроходный вал укрепляется на двух подшипниках качения, один из которых выполняет функции только радиального, а второй – радиально-упорного, воспринимающего осевые нагрузки от конической передачи и фиксирующего ведущий вал от осевых смещений.

На внешнем конце вала монтируется консольно ведущая звездочка или соединительная муфта, на внутреннем – также консольно ведущая коническая шестерня.

Большинство конструкций роторов выполняется с приводом стола ротора непосредственно коническим колесом.

Стол ротора, соединенный с полым валом-втулкой, укрепляется на двух опорах. В главной опоре, воспринимающей осевую статическую и рабочую нагрузки, возникающие при установке колонны на стол ротора и от трения рабочей трубы-квадрата о вкладыши ротора при подаче инструмента, применяются радиально-упорные шариковые или конические подшипники качения.

Во вспомогательной опоре, воспринимающей радиальные нагрузки от зубчатой передачи и удары вверх при бурении и подъеме инструмента, применяются либо радиально-упорные подшипники качения, либо подшипники скольжения с упорным буртом.

Выбор той или иной конструктивной схемы зависит от назначения, требований, размера и типа ротора, а также технологических возможностей завода-изготовителя.

Конструктивно лучшей схемой является та, в которой ведомое колесо удается расположить между опорами и обеспечить наибольшую базу.

6.2. Конструкции роторов и их элементов

Конструкции роторов, как указывалось, выполняются довольно разнообразно как по конструктивным схемам, так и по конструктивному оформлению отдельных элементов. Одна из конструкций приведена на рис. 6.2.

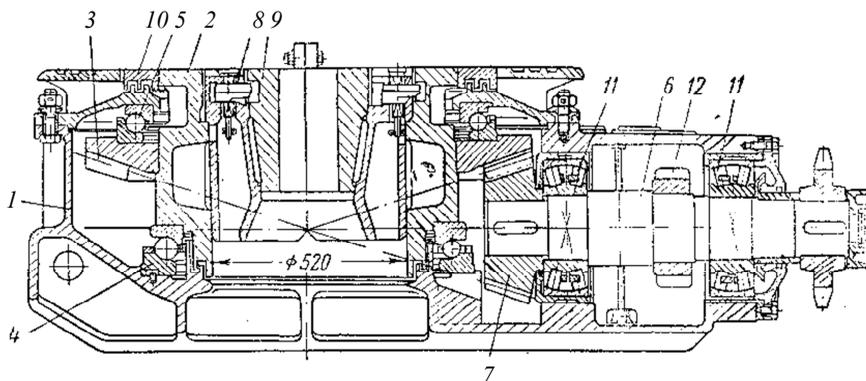


Рис. 6.2. Ротор У7-520-2

В настоящее время в отечественных тяжелых буровых установках применяют ротор с одной конической передачей. Ротор состоит из станины 1, стола 2 с коническим зубчатым венцом 3. Стол опирается на радиально-упорные подшипники 4, 5 и приводится во вращение валом 6 с малой конической шестерней 7 от цепной звездочки.

Быстроходный вал 6 ротора смонтирован на двух сферических роликоподшипниках 11. На внешний консольный конец вала 6 на шпонке насажена звездочка под однорядную или двухрядную втулочно-роликовую цепь с шагом 50,8 мм (2"). В верхней части стол снабжен квадратным углублением, в которое вставляются вкладыши 9 с зажимами 8. На верхнюю часть стола насажен диск 10 с канавками в нижней своей части, в которые входят кольцевые выступы стальной литой крышки, создающие лабиринтное уплотнение в верхней части ротора. Эта крышка имеет наклон для стока промывочной жидкости и грязи от верхнего лабиринтного уплотнения. В средней части быстроходного вала насажено на горячей посадке храповое колесо 12, при помощи которого стопорится стол ротора.

Характерной особенностью рассмотренной конструкции является расположение основной опоры внизу, непосредственно в станине, что исключает возможность разрегулирования, выпадания ее шаров и т. д., при этом также обеспечиваются хорошие условия ее смазки и отвода тепла. К недостаткам следует отнести сложность регулировки зацепления конической передачи, особенно в промышленных условиях, что в ряде случаев приводит к преждевременному выходу из строя передачи.

6.3. Указания по конструированию и расчету ротора

Порядок конструирования роторов аналогичен другим элементам буровой установки.

На основе технического задания и основных требований к ротору производится выбор его кинематической и конструктивной схем. При выборе кинематической схемы ротора должны быть учтены производственные возможности завода-изготовителя.

В качестве исходного основного параметра при анализе расчетной схемы ротора с одной парой конических передач принимают действующее усилие T в зубчатой передаче, которое может быть разложено на осевую силу N , окружное усилие P и распирающую силу Q .

Исходя из этих усилий, рассчитывают зубчатую передачу, валы, подшипники и другие элементы.

Долговечность ротора зависит в основном от величины нагрузок конструкции, качества изготовления и монтажа зубчатой передачи и подшипников.

Коническая зубчатая передача для обеспечения требуемой долговечности должна изготавливаться со спиральным или косым зубом, с высокой точностью и поверхностной твердостью его рабочих профилей не ниже *HRC 45*.

Если представляется возможным осуществить нарезку зубьев методом обкатки и требуемую термическую обработку конической пары, то следует отдать предпочтение более простой схеме ротора, состоящей из одной конической передачи. В случае невозможности качественно изготовить коническую передачу больших размеров может быть принята схема с цилиндрической передачей к столу ротора и промежуточной конической парой.

При выборе конструкции передачи следует ведомое колесо и опоры стола ротора принимать наименьших возможных размеров для уменьшения окружных скоростей их вращения. Современные режимы бурения в ряде случаев требуют высоких чисел оборотов стола ротора. При скорости вращения стола ротора 350–400 об/мин окружные скорости на передаче достигают 15–20 м/с и выше. Для таких условий работы передача должна изготавливаться не ниже чем по второму классу точности, что не всегда возможно. Цилиндрические передачи к столу ротора при таких скоростях вращения рекомендуются выполнять косозубыми.

Шевронные передачи не могут быть здесь применены, т. к. стол ротора и промежуточный вал с коническим колесом должны быть закреплены от осевых смещений, что недопустимо при шевронных передачах.

В современных роторах передаточное число ротора стремятся выполнить наименьшим – $i < 3$. Поскольку размеры ведомого большого колеса определяются конструктивно диаметром проходного отверстия стола ротора, то ведущую шестерню стремятся принимать возможно больших размеров, допускаемых размерами конструкции по высоте; число зубьев определяется в зависимости от величины модуля, полученного расчетом.

Подшипники стола ротора в быстроходных роторах со скоростью вращения выше 200 об/мин следует выбирать только шариковые

упорно-радиального типа. Практика эксплуатации этих подшипников подтверждает возможность их применения в этих случаях и доказала полную непригодность конических роликоподшипников. Подшипники с коническими роликами могут применяться только в тихоходных роторах с числом оборотов до 200–250 в минуту.

7. БУРОВЫЕ НАСОСЫ

7.1. Назначение и технические требования

Буровые насосы применяются для нагнетания промывочной жидкости в скважину при бурении.

Поток промывочной жидкости от бурового насоса направляется к забою скважины по колонне бурильных труб, очищает забой и долото от частиц породы, потерявших связь с формацией вследствие механического воздействия на забой зубьев долота и струи промывочной жидкости, а затем через заглубное пространство выносит эти частицы на дневную поверхность.

Энергия потока промывочной жидкости часто используется для привода различных забойных механизмов – турбобура, вибробура или забойного механизма подачи.

Буровой насос является при бурении главным потребителем энергии. В настоящее время в глубоком бурении применяются насосы гидравлической мощностью от 100 до 1000 кВт.

Для обеспечения полной надежности в работе буровая установка должна иметь не менее двух насосов, один из которых может быть резервным. Обвязка и конструкция насосов должны допускать раздельную и параллельную работу, а иногда и последовательную.

В качестве промывочной жидкости применяют техническую воду или растворы. Плотность растворов составляет 1,2–1,3 кг/л, а в некоторых случаях понижается до 0,8 кг/л или же повышается до 2 кг/л и даже выше. Вязкость и предел сопротивления сдвигу также меняются в широких границах.

Рабочая жидкость может быть засорена мелкими обломками выбуренной породы и содержать абразивные частицы в количестве до 5–10 % по массе, глину и утяжеляющие добавки – гематит, барит и др., а иногда и значительное количество газа. В составе рабочей

жидкости могут быть различные химические реагенты: известь, каустическая сода, в небольших количествах дубильные кислоты и до 20 % нефти. Изменение качеств промывочной жидкости может происходить в процессе бурения одной скважины.

На всасывающей стороне насоса не должно быть больших сопротивлений. Насос должен обладать способностью самовсасывания и работать при высоте всасывания в отдельных случаях до 2–3 м.

Насос должен быть приспособлен для изменения производительности и давления в процессе бурения в пределах двух-, трехкратной величины. Время перехода с одной производительности на другую должно составлять 1–2 часа. Вместе с тем, насос должен обладать способностью кратковременно развивать повышенные давления для продавки частиц выбуренной породы, осевших в затрубном пространстве и в трубах, или сальниках, и образующихся во время бурения вязких пород.

Время непрерывной работы насоса колеблется от 15 минут до 5–20 часов и более в зависимости от длительности долбления. Периодические технологические остановки продолжаются от 7–15 минут, необходимых для наращивания инструмента, до 10 и более часов, необходимых для спуска и подъема долота с больших глубин.

Насос должен быть удобным в эксплуатации, допускать быструю смену поршней, штоков, цилиндрических втулок, сальников, клапанов и других быстроизнашивающихся деталей; должен обеспечивать суммарную проходку в 20–30 тыс. м без капитального ремонта, что соответствует долговечности около 5000–10 000 рабочих часов.

Приводная часть насоса должна быть надежно защищена от грязи, пыли и воды.

Конструкция должна допускать привод от электродвигателей и дизельного силового привода.

Масса, габариты и конструкция насоса должны допускать его транспортировку как при помощи промысловых транспортных средств, так и волоком в пределах промысла.

На поршневых насосах должны быть устройства для обеспечения равномерности подачи.

Насос должен иметь предохранительный клапан на случай повышения давления выше предельного. Предохранительный клапан должен иметь линию сброса в приемные амбары.

Для перекачки жидкостей существует большое количество разнообразных типов насосов: поршневые, ротационные, центробежные, эжекторные и др.

В настоящее время для бурения используются только поршневые насосы двойного действия, горизонтальные двух- и трехцилиндровые, тихоходные, приводные или прямодействующие. В глубоком бурении применяют поршневые насосы с гидравлической мощностью 100, 250, 350, 500, 700 и 850 кВт, числом двойных ходов в минуту 35–80, с длиной хода до 500 мм, диаметром цилиндров до 250 мм и удельной массой в 30–50 (кг / гидравлический кВт).

Вертикальные насосы не получили распространения в бурении вследствие своей громоздкости и плохой устойчивости при транспортировке, а также сложности обслуживания при эксплуатации в полевых условиях. Плунжерные насосы нашли применение только в маломощных установках для разведочного бурения. В современных насосах расход поршней, штоков, втулок и клапанов составляет до нескольких десятков штук на 1000 м проходки, поэтому износ этих деталей и удобство их смены имеют серьезное значение при решении вопроса о выборе типа и конструкции бурового насоса.

Многоцилиндровые поршневые насосы распространения не получили из-за сложности эксплуатации. Наиболее широко применяются в бурении двухцилиндровые насосы.

7.2. Принцип действия буровых насосов

Горизонтальный приводной насос двойного действия (рис. 7.1) состоит из насосной камеры 1 и поршня со штоком 2. В насосной камере расположены всасывающие клапаны 3 и нагнетательные 4.

Перед всасывающими клапанами расположена всасывающая труба 5, через которую жидкость подается в камеру. За нагнетательными клапанами расположена напорная камера с воздушным колпаком 6, откуда жидкость поступает в напорную линию.

Трансмиссионный вал 7 получает вращение от силового привода буровой установки при помощи клиноременной или цепной передачи. Коренной вал 8 соединяется с трансмиссионным валом зубчатой передачей, состоящей из шестерни 9 и колеса 10. При вращении коренного вала в направлении, помеченном стрелкой, поршень 2 совершает движение вдоль оси рабочего цилиндра в пределах двух

крайних положений. Движение поршня вызывает изменение объема рабочих камер *A* и *B*. При увеличении объема какой-либо камеры в ней образуется разрежение, и жидкость из приемной емкости под действием избытка давления p_0 над давлением в рабочей камере направляется по всасывающей трубе 5 в рабочий цилиндр, открывая всасывающий клапан 3. Движение поршня в обратном направлении производит выталкивание жидкости из этой рабочей камеры через нагнетательный клапан 4, так как всасывающий клапан к этому моменту закрывается под действием пружины и своего веса.

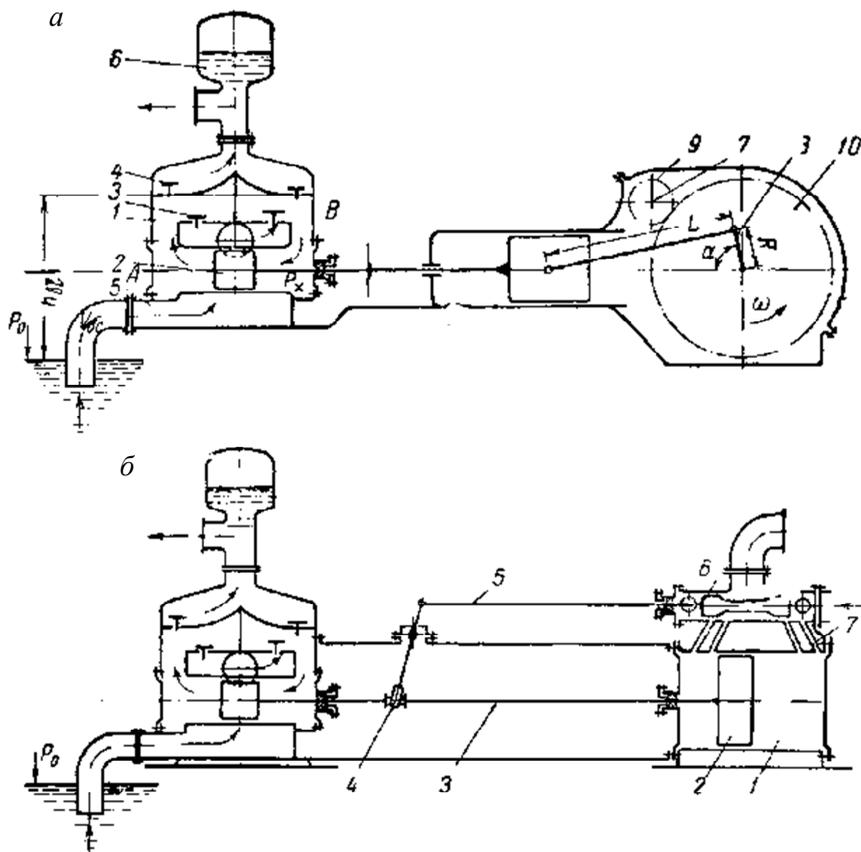


Рис. 7.1. Схемы горизонтальных буровых насосов:
а – с кривошипно-шатунным механизмом привода штока с поршнем;
б – с приводом штока с поршнем от паровой машины

Заполнение рабочей камеры насоса жидкостью, поступающей из приемной емкости, называется всасыванием, а вытеснение жидкости из нее в напорную линию – нагнетанием.

В насосах двойного действия при движении поршня в цилиндре с одной стороны поршня осуществляется ход всасывания и одновременно с другой стороны – ход нагнетания.

На рис. 7.1, б приведена схема прямодействующего парового горизонтального бурового насоса, состоящего из гидравлической или холодной части, аналогичной по схеме вышеописанной, и паровой или горячей части.

В отличие от приводных, этот насос объединен с двигателем. Паровая часть состоит из паровой камеры 1, поршня 2 и связанного с ним парового штока 3, соединенного со штоком гидравлического поршня и находящегося с ним на одной оси. К штоку 3 присоединен кулисный механизм 4, осуществляющий через шток 5, связанный с золотником 6, парораспределение в различные полости цилиндра через каналы золотниковой камеры 7. В настоящее время паровые насосы имеют ограниченное применение в бурении в основном из-за низкого КПД.

ЛИТЕРАТУРА

1. Богатов, Б. А. Перспективы скважинной добычи полезных ископаемых в Беларуси : монография / Б. А. Богатов, В. С. Войтенко, А. М. Киреев. – Мн. : УП «Технопринт», 2004. – 258 с.
2. Колтюбинг : основы и практика применения в горном деле / В. С. Войтенко [и др.]; под общ. ред. В. С. Войтенко. – Мн. : Юнипак, 2007. – 584 с.
3. Захария, И. Р. Основы разведочного бурения : курс лекций / И. Р. Захария, М. А. Бабец. – Мн. : БГУ, 2003. – 192 с.
4. Ильский, А. Л. Расчет и конструирование бурового оборудования / А. Л. Ильский, Ю. В. Миронов, А. Г. Чернобыльский. – М. : Недра, 1985. – 551 с.
5. Лесецкий, В. А. Буровые машины и механизмы / В. А. Лесецкий, А. Л. Ильский. – М. : Недра, 1980. – 391 с.
6. Зайцев, В. И. Расчет и конструирование бурового оборудования : лабораторный практикум / В. И. Зайцев, Е. В. Аверкина. – Иркутск : ИРНИТУ, 2017. – 180 с.

Учебное издание

БАСАЛАЙ Григорий Антонович

**ПРАКТИКУМ ПО СКВАЖИНЫМ РАЗРАБОТКАМ
МЕСТОРОЖДЕНИЙ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ**

Пособие

для обучающихся по специальности 1-36 10 01
«Горные машины и оборудование (по направлениям)»

Редактор *Н. А. Костешева*

Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 06.09.2022. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 3,49. Уч.-изд. л. 2,73. Тираж 100. Заказ 857.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.