

В. В. Алексеев

СТАЦИОНАРНЫЕ МАШИНЫ



В. В. Алексеев

СТАЦИОНАРНЫЕ МАШИНЫ

Допущено Государственным комитетом СССР по народному образованию в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности «Открытые горные работы»



МОСКВА "НЕДРА" 1989

ББК 33.17 : 33.18

А 47

УДК 622.002.5—135—182.2(075.8)

Рецензенты: канд. техн. наук *В. И. Дегтярев*, кафедра горной механики
Днепропетровского горного института

Алексеев В. В.

А 47 Стационарные машины: Учеб. для вузов.—М.: Недра, 1989.—416 с.: ил.

ISBN 5—247—01013—2

Приведены основные положения из теории рудничных турбомашин. Изложены принципы их действия; методы определения внешних характеристик турбомашин и внешней сети, основы теории сжатия воздуха в поршневых, ротационных и центробежных компрессорах. Даны классификация подъемных машин, теоретические методы расчета основных элементов кинематики и динамики подъема. Рассмотрены конструкции стационарных машин и методы регулирования поршневых и ротационных машин. Описаны принципы проектирования стационарных установок и выбора их оптимального варианта.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Открытые горные работы».

А 2501000000—132
043(01)—89 166—89

ББК 33.17 : 33.18

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Алексеев Виталий Васильевич

СТАЦИОНАРНЫЕ МАШИНЫ

Заведующий редакцией *Е. Г. Вороновская*

Редактор издательства *Р. С. Яруллина*

Технический редактор *В. Ю. Любимова*

Корректор *Е. С. Глуховская*

ИБ № 7681

Сдано в набор 09.11.88. Подписано в печать 06.02.89. Т-05639. Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 1. Гарнитура Литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 26. Усл. кр.-отт. 26. Уч.-изд. л. 27,06. Тираж 4430 экз. Заказ 2508/1705—6. Цена 1 р. 20 к.

Ордена «Знак Почета» издательство «Недра»,
125047, Москва, пл. Белорусского вокзала, 3

Ленинградская типография № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14

ISBN 5—247—01013—2

© Издательство «Недра», 1989

ПРЕДИСЛОВИЕ

Особо важное значение в горнорудной промышленности приобретает повышение в оптимальных пределах единичной мощности машин и оборудования при одновременном уменьшении их габаритов, металлоемкости, энергопотребления и снижении их стоимости, а также увеличение коэффициента сменности.

При повышении технико-экономических показателей горных и геологоразведочных предприятий особую роль играют насосные, вентиляторные, пневматические и подъемные установки. Поэтому для более эффективной эксплуатации стационарных установок горному инженеру необходимы глубокие теоретические и практические знания рудничных насосных, вентиляторных, пневматических и подъемных установок.

Надежная и экономичная работа вентиляторных установок, обеспечивающих безопасные и комфортные условия шахтеров, может быть достигнута благодаря применению центробежных вентиляторов, развивающих высокие давления (до 3000 Па) или осевых вентиляторов, обеспечивающих большие подачи (до 500 м³/с).

Насосные установки главного водоотлива оборудуют надежными и экономичными центробежными насосами с напором до 1000 м и более, исключаящими ступенчатую откачку. При откачке воды из значительно обводненных приисков и карьеров подачи насосов могут превышать 300 м³/ч.

Пневматическое хозяйство приисков и карьеров должно обеспечивать более рациональное и экономически выгодное использование сжатого воздуха. Для этого необходимо снижать потери сжатого воздуха на приисках, совершенствовать оборудование компрессорных станций, применять более экономичные и высокопроизводительные турбокомпрессоры и ротационные компрессоры, расширять централизованное снабжение сжатым воздухом приисков и карьеров.

Шахтные подъемные установки должны обеспечить увеличение производительности, повышение надежности и безопасности эксплуатации установок на основе более широкого использования многоканатных подъемных машин, применения приводных двигателей системы тиристорный преобразователь — двигатель (ТП — Д) большой мощности (2000 кВт и более), использования высокой прочности подъемных канатов.

Общие теоретические положения насосов и вентиляторов рассматриваются в разделе «Общие вопросы теории водоотливных, вентиляторных и пневматических установок».

Вопросы теории компрессорных машин излагаются в отдельном разделе «Рудничные пневматические установки». Это объясняется специфичностью рабочего процесса компрессоров, включающего в себя термодинамические явления. Теория рабочего процесса рассматривается лишь в объеме, необходимом для понимания условий их работы и обоснования основных расчетных зависимостей.

Основой для составления данного учебника послужил многолетний опыт преподавания курсов «Стационарные машины» и «Горная механика» на факультете техники разведки и разработки месторождений полезных ископаемых Московского геологоразведочного института им. Серго Орджоникидзе.

ВВЕДЕНИЕ

Содержание курса. В курсе изучаются машины и установки для проветривания горных и геологоразведочных предприятий, откачки воды и глинистого раствора, гидросмеси, производства и транспортирования сжатого воздуха, кондиционирования рудничной атмосферы и подъема руды. Машины и установки, используемые для этих производственных процессов, устанавливаются обычно на одном месте на весь срок службы, поэтому они называются стационарными. Исключение составляют передвижные компрессоры, насосы и вентиляторы местного проветривания для проведения горных выработок и передвижные кондиционеры.

Роль рудничных машин и установок на современных горных предприятиях. Важнейшими механическими установками, входящими в общий комплекс механизации горного предприятия, являются стационарные — водоотливные, вентиляторные, пневматические и подъемные.

На современном горном предприятии — руднике, прииске, карьере — потребление энергии стационарным оборудованием составляет 65—75 % энергии, потребляемой горно-разведочным предприятием, потребление энергии вентиляторами на некоторых рудниках, приисках составляет 25—30 %. Особенно важную роль выполняют осевые и центробежные вентиляторы в горной промышленности, где осуществление технологических процессов, здоровье и производительность труда рабочих в большей степени зависят от состояния вентиляции.

Широкое распространение центробежных и осевых вентиляторов главного и местного проветривания объясняется значительным улучшением за последние 10—15 лет их технико-экономических показателей. Максимальный статистический к. п. д. центробежных вентиляторов увеличился с 0,72 до 0,86, средневзвешенный статистический к. п. д. в области эксплуатации — с 0,52 до 0,75, в 1,5—2 раза уменьшились габариты и стоимость установки на 1 кВт гидравлической мощности. За последние годы в ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского был разработан ряд аэродинамических схем осевых вентиляторов, предусматривающих широкий диапазон коэффициентов давления и подачи при высоких к. п. д., а также разнообразие геометрических форм лопаток. Это позволяет выбирать вентиляторы различных конструкций, частоты вращения вала и технологии с соответствующими габаритами и массой при экономичности их работы.

В настоящее время на рудниках, приисках и карьерах,

наряду с широким использованием электрической энергии, применяется энергия сжатого воздуха. Применение сжатого воздуха в горной промышленности обуславливается либо требованиями обеспечения необходимой безопасности работ, либо необходимостью механизации процессов бурения твердых пород при разведке и разработке рудных месторождений. При разработке рудных месторождений затраты энергии на получение сжатого воздуха составляют 50—60 % общего расхода электроэнергии.

Пневматическая установка современного рудника представляет собой мощный энергетический комплекс, в котором суммарная установленная мощность приводных двигателей компрессоров составляет 5—10 МВт. Бесперебойная работа пневматической установки способствует выполнению производственного плана всего предприятия.

Большая энергоемкость стационарных машин предъявляет высокие требования к их правильной эксплуатации и работе в оптимальном режиме, а также к их экономичности. Повышение их к. п. д. только на 1 % экономит многие миллионы киловатт-часов электроэнергии и миллионы рублей.

Водоотливные установки служат для откачки воды из рудника на поверхность; масса откачиваемой воды в несколько раз превышает массу руды. Подача рудничных насосов достигает 800 м³/ч, а мощность приводных двигателей составляет более 1000 кВт.

К надежности вентиляторных и водоотливных установок предъявляются высокие требования. Вентиляторные установки должны работать в течение всего года.

Дальнейшее развитие стационарного оборудования тесным образом связано с научно-техническим прогрессом в горнодобывающей промышленности и с изменением горно-геологических условий залегания полезных ископаемых.

На совершенствование стационарного оборудования большое влияние оказывает непрерывное увеличение глубины разведки и разработки полезных ископаемых.

В СССР в перспективе глубина разработки рудных месторождений составит 1500—1600 м, а разведка месторождений — 2000—3000 м. Повышение температуры в забоях с увеличением глубины разработки приводит к необходимости использования на глубоких рудниках установок для кондиционирования воздуха под землей.

Краткая история развития и роль русских и советских ученых в создании стационарных установок. Насосные установки простейших конструкций использовались с древних времен и в основном предназначались для орошения. Ручные поршневые насосы использовались еще 3000 лет назад в Греции. Механические средства для вентиляции подземных выработок стали при-

меняться в XVI в. Основоположником теории центробежных машин был Л. Эйлер — член Петербургской академии наук. Уравнение Л. Эйлера (1754 г.) послужило фундаментом для дальнейших исследований турбомашин и широко используется до настоящего времени.

Внедрение насосов в промышленность России было непосредственно связано с горнорудным делом. Уже в XVIII в. К. Д. Фролов и другие мастера горного дела применяли установки с поршневыми насосами для целей водоотлива из шахт и промывания россыпей.

Великий русский ученый М. В. Ломоносов в своих трудах описывал различные конструкции водоподъемных механизмов для откачки воды из глубоких шахт, кроме того, он создал теорию естественной вентиляции рудников. В фундаментальном труде «Первые основания металлургии и рудных дел» М. В. Ломоносов предложил новые вентиляторные, водоотливные и подъемные установки.

В 1832 г. инженер А. А. Саблуков предложил конструкцию центробежного вентилятора для проветривания заводских помещений и шахт, получившего в дальнейшем развитие и распространение в странах Европы. В 1835 г. А. А. Саблуков изобрел первый центробежный насос, который стал прототипом для проектирования и исследования новых типов насосов.

Выдающиеся научные труды Н. Е. Жуковского, относящиеся к концу XIX — началу XX в., привели к созданию современной научной основы насосно- и вентиляторостроения.

Особое значение имели работы Н. Е. Жуковского «Видоизменение метода Кирхгофа» и «Теория воздушных винтов». В первой из них дано теоретическое обоснование метода расчета подъемной силы крыла, распространяемого теперь на лопасти насосов и компрессоров. Этот метод не только служит для расчета подъемной силы лопаток машины, но и указывает пути разработки рациональных профилей лопаток современных машин. Вторая работа содержит теорию и метод расчета пропеллеров, которые легли в основу теории осевых вентиляторов и насосов.

Н. Е. Жуковским были разработаны важнейшие направления развития современной гидроаэромеханики; учениками его научной школы в СССР разрабатываются теоретические и практические вопросы современного насосо- и турбостроения.

Основы русской горной механики начали закладываться в Санкт-Петербургском горном кадетском корпусе, в частности, трудами профессоров П. А. Олышева и И. А. Тиме.

Теория и конструкция шахтных вентиляторных, водоотливных и пневматических установок развивались выдающимися учеными: академиками М. М. Федоровым, А. П. Германом и чл.-кор. АН СССР А. С. Ильичевым.

Акад. М. М. Федоров разработал теорию и методы расчета подъема, рудничных пневматических сетей, а также провел исследования по вопросам шахтных сопротивлений и наивыгоднейшего режима работы подъемных установок.

Акад. А. П. Герман впервые вывел законы пропорциональности турбомашин, создал теорию поршневых насосов, разработал методы — расчета шахтных пневматических сетей, аналитического определения переменного давления в полости цилиндра бурильных пневматических машин и расчета подъемных установок с переменным радиусом навивки каната на барабан.

Среди деятелей рассматриваемой области техники в СССР могут быть названы имена Г. Ф. Проскура, С. С. Руднева, А. А. Ломакина, В. М. Попова, В. Г. Гейера (насосостроение), А. П. Германа, М. М. Федорова, А. С. Ильичева, В. И. Поликовского, В. Ф. Риса, М. Н. Френкеля, В. А. Мурзина, В. И. Киселева, С. С. Смородина (компрессоростроение), Н. Е. Жуковского, А. А. Саблукова, И. А. Тиме, К. А. Ушакова, В. С. Пака (вентиляторостроение).

В настоящее время научно-исследовательская работа по насосо- и компрессоростроению в основном сосредоточена во Всесоюзном институте гидромашиностроения (ВНИИГ), научно-исследовательском институте химического машиностроения (НИИХИММАШ), Центральном котлотурбинном институте (ЦКТИ) и Центральном аэрогидродинамическом институте им. Н. Е. Жуковского (ЦАГИ), Всесоюзном научно-исследовательском институте горной механики им. М. М. Федорова (ВНИИГМ им. М. М. Федорова), Всесоюзном научно-исследовательском институте гидравлических машин (ВНИИГидромаш).

Большую роль сыграли заводские лаборатории и конструкторские бюро ведущих заводов СССР: Невского машиностроительного им. В. И. Ленина, Ново-Краматорского машиностроительного им. В. И. Ленина, Артемовского машиностроительного, Пензенского компрессорного, хабаровского «Дальэнергомаш», Казанского компрессорного, Донецкого машиностроительного им. Ленинского комсомола (ДМЗ), Харьковского электро-механического им. 50-летия Великой Октябрьской социалистической революции (ХЭМЗ). Это позволило оборудовать горные предприятия новейшей техникой и обеспечить высокий уровень механизации основных производственных процессов.

Так как для горных машин и механизмов в качестве привода применяются почти исключительно электрические двигатели, которые вместе с машиной образуют электромеханическую установку, в данном курсе рассматриваются механическая и частично электрическая части установок, которые в основном изучаются студентами горной специальности в курсе «Горная электротехника».

1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТЕОРИИ ВОДООТЛИВНЫХ, ВЕНТИЛЯТОРНЫХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАШИНАХ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ТЕКУЧЕГО

1.1.1. Классификация гидравлических машин для транспортирования текучего

Гидравлические машины классифицируют по ряду признаков. По виду транспортируемой текучего их делят на две группы:

для транспортирования жидкостей (воды и гидросмеси) — насосы, землесосы и грунтовые насосы — и для транспортирования воздуха (газов) — вентиляторы, воздуходувки и компрессоры.

Насосы — машины, предназначенные для перемещения жидкостей и сообщения им энергии, землесосы и грунтовые насосы — машины для перекачки гидросмеси — смеси воды с грунтом.

Вентиляторы — машины для транспортирования воздуха (газа) под относительно небольшим давлением, максимальное значение которого не превышает 15 000 Па.

Воздуходувки и газодувки — машины для транспортирования воздуха и газа под давлением до 0,3 МПа и без его охлаждения.

Компрессоры — машины для производства и транспортирования воздуха (газов) под давлением свыше 0,3 МПа и с охлаждением сжатого воздуха (газов).

По конструкции рабочего органа гидравлические машины, применяемые в стационарных установках, можно разделить на две основные группы: лопастные и объемные. Объемные машины подразделяют на поршневые и ротационные.

В лопастных (лопаточных) машинах рабочим органом служат лопасти (лопатки), которые имеют только вращательное движение и передают энергию жидкости. Эти машины, в свою очередь, в зависимости от направления движения потока жидкости подразделяют на центробежные, осевые и диагональные. Направление потока жидкости в рабочем колесе — соответственно по радиусам, осевое и диагональное. Лопастные машины характеризуются непрерывной и равномерной подачей жидкости, отсутствием трения рабочих лопаток о корпус, воз-

возможностью работы лопаток с большими окружными скоростями.

В объемных поршневых машинах рабочими органами служат поршни (плунжеры, скалки), имеющие возвратно-поступательное движение. Такие машины характеризуются пульсирующей подачей жидкости, ограниченными скоростями движения рабочих органов с большими инерционными нагрузками на привод, трением рабочих органов о корпус и наличием всасывающих и нагнетательных клапанов. Однако они могут развивать большие давления даже при малых скоростях поршней.

Рабочие органы объемных ротационных машин отличаются конструктивным разнообразием. В группу ротационных машин входят винтовые, пластинчатые, зубчатые, шестеренные и шибберные. Общее, что объединяет их в одну подгруппу, — наличие одного или двух рабочих роторов с профильными зубьями, винтами или рифлениями.

Основная особенность ротационных машин — сочетание ряда преимуществ поршневых и лопастных машин, в частности непрерывная, но не равномерная подача жидкости. Ротационные машины не имеют масс, движущихся возвратно-поступательно, работают при высокой частоте вращения ротора, и их размеры невелики. При их работе отсутствуют механические колебания, что исключает массивный фундамент. Однако в некоторых случаях при работе издают сильный шум высокого тона. У ротационных машин отсутствуют всасывающие и нагнетательные клапаны. К числу их недостатков относятся: большие потери на трение и значительные потери производительности машин вследствие неплотности. У этих машин наблюдается большой износ деталей, и при их изготовлении требуется высокая точность.

1.1.2. Устройство и принцип действия турбомашин и объемных машин

Движение воды и воздуха по трубопроводам и воздуха по турбинным выработкам осуществляется за счет разности полных удельных энергий потока текучего в двух сечениях.

Разность полных удельных энергий появляется при самотечном водоотливе по уклону горной выработки или при естественной тяге воздуха, возникающей за счет разности температур в вентиляционных стволах. Однако в практике чаще приходится искусственно создавать разность полных удельных энергий в потоке текучего за счет внесения энергии с помощью машин.

Машины, предназначенные для этой цели, могут быть классифицированы по принципу действия и по виду энергии, которая сообщается потоку текучего.

По принципу действия различают: турбомашин, объемные машины, струйные аппараты и эрлифты.

Самое большое применение получили лопастные турбомашин, которые имеют меньшие габариты и высокие технико-экономические показатели.

На рудниках и в экспедициях используют центробежные насосы, вентиляторы и компрессоры. Принцип их действия основан на силовом взаимодействии лопаток машины с обтекающим потоком текущего.

Центробежные турбомашин составляют значительную часть насосных, вентиляторных и компрессорных машин, используемых на предприятиях горной промышленности. Центробежные турбомашин могут быть как одно-, так и многоступенчатыми. Центробежная турбомашин (рис. 1.1) состоит из рабочего колеса 2 с лопатками 3, закрепленными на валу 5, подводящего устройства 1, спирального улиткообразного отводящего устройства 4 и диффузора 6.

Центробежные турбомашин могут иметь рабочее колесо одностороннего всасывания (см. рис. 1.1), т. е. с подводом текущего к колесу с одной стороны, и двустороннего всасывания, т. е. с подводом текущего с двух сторон для увеличения подачи и компенсации осевого усилия на рабочее колесо. Поток текущего подводится к рабочему колесу в осевом направлении, а в области колеса приобретает радиальное направление. При вращении рабочего колеса в потоке текущего возникает разность давлений по обе стороны каждой лопатки.

Силы от давления лопаток на поток текущего создают необходимое вращательное и поступательное движение текущего, увеличивая его давление и скорость. Таким образом, приращение энергии поток текущего получает только в рабочем колесе. Остальные элементы центробежной турбомашин неподвижны, и в них один вид энергии текущего может преобразовываться в другой. В диффузоре 6 кинетическая энергия потока текущего преобразуется в потенциальную энергию.

В осевой турбомашине (рис. 1.2) поток текущего параллелен оси вращения рабочего колеса, насаженного на вал 3 и вращаемого в цилиндрическом кожухе 6. Рабочее колесо осевой турбомашин состоит из втулки 1 с закрепленными на ней под некоторым углом лопатками 2. Плавный подвод потока текущего к рабочему колесу обеспечивается коллектором 4 и передним обтекателем 5, раскручивание потока за рабочим колесом — спрямляющим аппаратом 7. Выход текущего из осевой машин осуществляется по кольцевому диффузору 8.

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

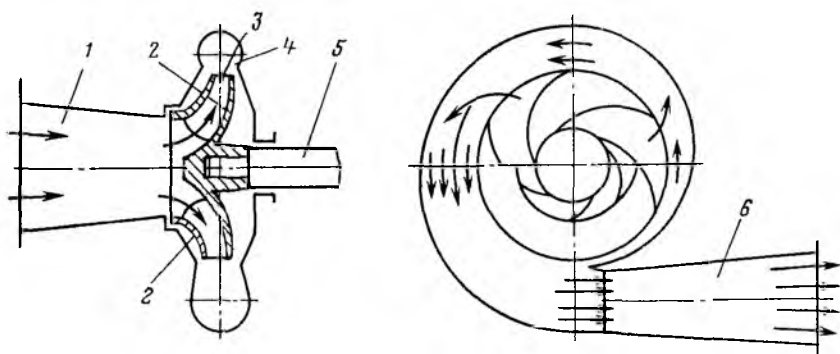


Рис. 1.1. Центробежная турбомашина с односторонним всасыванием

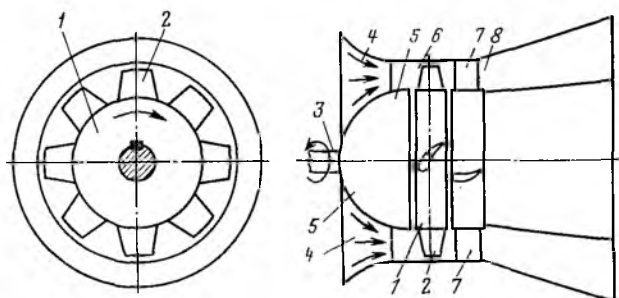


Рис. 1.2. Осевая турбомашина

Конструкции лопаток центробежных и осевых турбомашин имеют существенные отличия.

Для безударного входа (уменьшения завихрений потока текучего при входе) перед рабочим колесом осевой турбомшины устанавливается специальный обтекатель 5. Обтекатель центробежных машин выполняется заодно с рабочим колесом.

Подводящее устройство обеспечивает подвод потока текучего к рабочему колесу с равномерным полем скоростей потока по его сечению.

Назначение отводящего устройства — собрать поток, выходящий с большой скоростью из рабочего колеса, преобразовать его кинетическую энергию в потенциальную энергию давления и отвести текучее к нагнетательному патрубку или следующему рабочему колесу.

В горной промышленности осевые турбомшины применяют в основном в качестве вентиляторов.

Максимальный напор (давление), создаваемый рабочим колесом турбомшины, определяется ее типом и предельно допус-

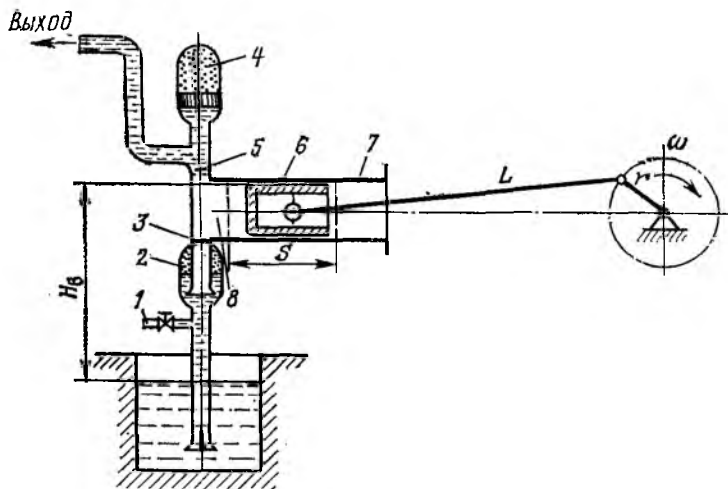


Рис. 1.3. Схема поршневой машины простого действия

тимыми окружными скоростями. Для получения больших напоров используют многоступенчатые лопастные турбомашин.

Объемные машины работают по принципу вытеснения жидкости с изменением энергии давления $p/\rho g$; по принципу действия рабочей части их делят на поршневые и ротационные.

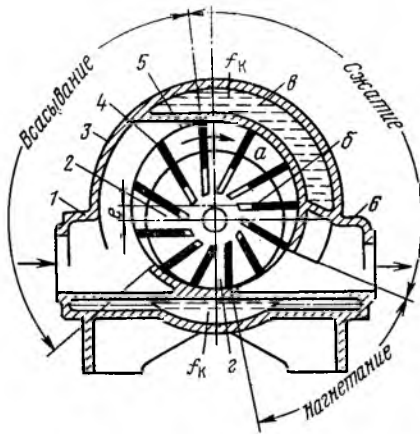
В поршневых машинах рабочий орган (поршень, плунжер) совершает возвратно-поступательное движение.

Основные рабочие части поршневых машин — цилиндр, рабочая поверхность которого тщательно обработана, и поршень, движущийся в нем возвратно-поступательно.

На рис. 1.3 представлена схема поршневой машины простого действия. Цилиндр 7 сопряжен с клапанной коробкой 8, в гнездах которой расположены всасывающий 3 и нагнетательный 5 клапаны. Поршень 6, движущийся в цилиндре возвратно-поступательно, осуществляет всасывание жидкости из колпака 2 и нагнетание в трубу. Привод поршня от электродвигателя через кривошипно-шатунный механизм. Для заливки насоса используется труба 1. Ход поршня S равен $2r$.

Для компенсации давления и равномерности подачи жидкости в нагнетательный трубопровод применяется воздушный колпак 4. Угловая скорость поршня ω ограничена действием возникающих инерционных сил, что затрудняет непосредственное соединение его с высокооборотным приводом. Из-за непостоянства скорости поршня в цилиндре машины подача нагнетаемой жидкости неравномерна. Высокая всасывающая способность машин

Рис. 1.4. Схема ротационно-пластинчатой машины



этого (H_v) типа позволяет создавать высокое давление нагнетания.

Под общим названием ротационных машин объединяется обширный класс машин, которые в то же время относятся к машинам объемного типа. Различают ротационно-пластинчатые, водокольцевые, двухроторные и винтовые машины.

Преимущества ротационных машин — равномерность подачи воздуха; компактность и простота конструкций при относительно высоких подачах; отсутствие рабочих клапанов и динамическая уравновешенность, позволяющая использовать высокоскоростной привод.

Недостатки ротационных машин — большие потери на трение и в связи с этим повышенный износ узлов и деталей, приводящий к снижению сроков межремонтного пробега.

В ротационно-пластинчатой машине (рис. 1.4) воздух в машину поступает через всасывающий патрубок 1. При вращении ротора 2 рабочие пластины 4 отбрасываются центробежной силой, выдвигаются из пазов б и скользят по поршневым кольцам 5. Воздух сжимается в отсеках а, ограниченных двумя пластинами и поверхностями ротора и корпуса 3. Как видно из схемы, в этом случае при вращении ротора пластины вдвигаются в его пазы, обеспечивая непрерывное уменьшение рабочего объема. В нагнетательный трубопровод сжатый воздух поступает через патрубок 6. В зоне г пластины полностью утоплены в пазы ротора, который прижат к корпусу, что должно исключить прорыв воздуха со стороны нагнетания при всасывании. В ротационно-пластинчатых машинах предусмотрены водяные рубашки б охлаждения f_k .

В современных машинах поршневые кольца выступают за поверхность ротора, в результате чего в зоне г образуется

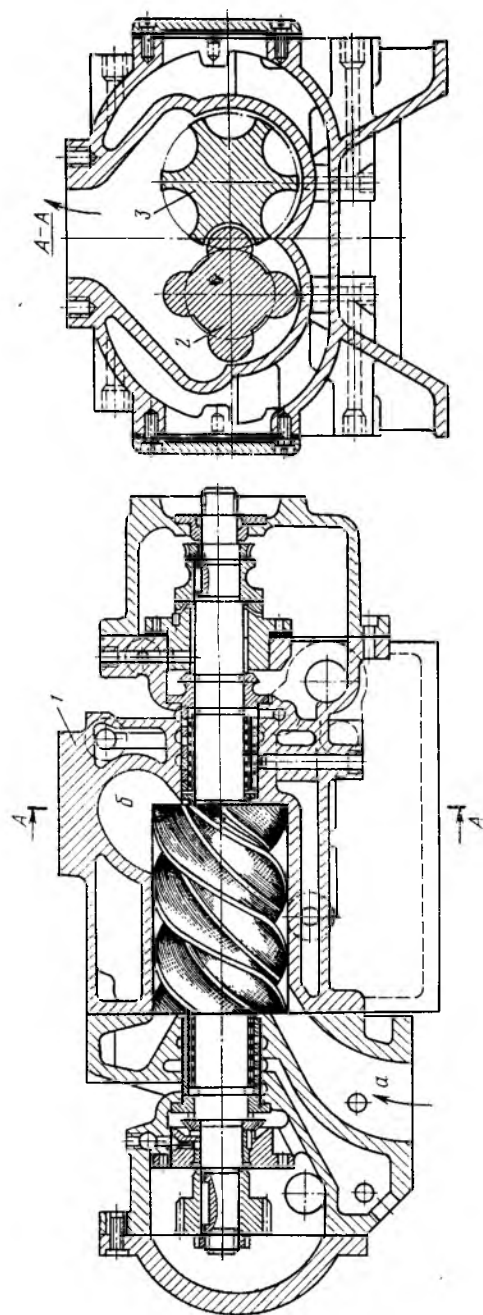


Рис. 1.5. Схема винтовой машины

зазор, создающий мертвое пространство, что приводит к снижению объемного к. п. д.

Винтовая машина (рис. 1.5) работает следующим образом. В корпусе машины 1 вращаются ведущий 2 и ведомый 3 роторы с поверхностями, выполненными в виде винтов и находящимися в зацеплении таким образом, что выступы ведомого вала входят во впадины ведущего. При всасывании воздух из зоны а попадает во впадины ведущего ротора, которые выполняют роль цилиндров. Поршнем служат выступы ведомого вала, которые, заполняя последовательно всю длину канала, образованного впадинами, постепенно сжимают воздух. В момент, когда сечение впадины оказывается перед нагнетательным отверстием, воздух, сжатый до конечного давления, поступает в систему нагнетания (зона б). Воздух сжимается и во впадинах ведущего ротора, когда в них входят выступы ведомого ротора. Таким образом, винтовые машины являются типичными представителями машин объемного типа.

1.2. ВНЕШНЯЯ СЕТЬ ВОДООТЛИВНОЙ, ВЕНТИЛЯТОРНОЙ И ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ УСТАНОВОК

1.2.1. Затраченная работа на перемещение единицы массы (или объема) текучего *

Установка для транспортирования текучего состоит из машины (насос, вентилятор, компрессор) и внешней сети. Весь путь текучего можно условно разделить на две части: внутреннюю (коммуникации от входного патрубка машины до выходного) и внешнюю, называемую внешней сетью установки (трубопроводы до и после машины и потребители энергии текучего в данной установке).

Зависимость требуемого напора (давления) при движении жидкости или газа по внешней сети от количества транспортирования текучего называется характеристикой внешней сети. Удельная весовая или объемная работа, расходуемая во внешней сети, представляет собой полезную удельную работу машины.

Рассмотрим схему насосной установки (рис. 1.6), применимую к любой турбомашине. Основные элементы установки: машина, имеющая два патрубка — входной (всасывающий) — сечение 1—1 — и выходной (напорный) — сечение 2—2, и два трубопровода — подводящий (всасывающий) В и напорный (нагнетательный) Н. Основное уравнение установки может

* Здесь и в дальнейшем изложении текучее рассматривается как капельная, так и газообразная жидкость.

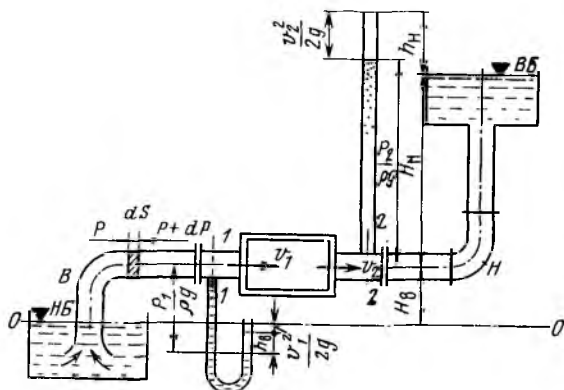


Рис. 1.6. Принципиальная схема насосной установки

быть получено исследованием энергетического баланса системы.

Найдем в общем виде выражение работы, затрачиваемой на перемещение текучего без учета физических свойств текучего и принципа действия машины, вносящего в поток энергию.

Пусть в установке (см. рис. 1.6) необходимо перемещать жидкость по трубопроводу с уровня НБ на уровень ВБ. Жидкость под действием внешних сил движется по трубопроводу в верхний бассейн, имеющий давление выше атмосферного, с увеличением кинетической энергии и преодолением сопротивления движению.

Рассмотрим слой потока бесконечной малой величины dS с площадью сечения F , на которой с двух сторон действуют разные давления p и $p+dp$.

Элементарная работа при перемещении жидкости на бесконечно малом пути dS^*

$$dL = FdSdp + FdS\rho g dH_r + FdS\rho g d\left(\frac{v^2}{2g}\right) + dH_{тр}, \quad (1.1)$$

где dp — приращение давления, Па; ρ — плотность жидкости в рассматриваемом участке, кг/м^3 ; g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; dH_r — приращение геометрической высоты подъема жидкости, м; v — скорость жидкости, м/с ; $dH_{тр}$ — работа сил сопротивления на элементе пути движения жидкости, Дж.

Первый член правой части выражения (1.1) представляет собой элементарную работу на преодоление давления, второй — на подъем жидкости, третий — на увеличение кинетиче-

* Смородин С. С., Верстаков Г. В. Шахтные стационарные машины и установки. М., Недра, 1975.

ской энергии и четвертый — на преодоление сопротивления движению.

Разделив выражение (1.1) на массу элемента $FdSp_g$, получим элементарную удельную работу

$$dl = \frac{dL}{FdSp_g} = \frac{dp}{\rho g} + dH_r + d\left(\frac{v^2}{2g}\right) + \frac{dH_{тр}}{FdSp_g}. \quad (1.2)$$

Затраченная удельная массовая работа внешних сил для данной установки, измеряемая в метрах,

$$L = \int_{p_{НБ}}^{p_{ВБ}} \frac{dp}{\rho g} + \int_{Z_{НБ}}^{Z_{ВБ}} dH_r + \int_{v_{НБ}}^{v_{ВБ}} d\left(\frac{v^2}{2g}\right) + \int \frac{dH_{тр}}{FdSp_g}, \quad (1.3)$$

где $p_{НБ}$, $p_{ВБ}$ — давления соответственно в нижнем и верхнем бассейне; $Z_{НБ}$, $Z_{ВБ}$ — геометрическая высота соответственно нижнего и верхнего бассейна; $v_{НБ}$, $v_{ВБ}$ — скорость движения течения соответственно в нижнем и верхнем бассейне.

Для установившегося движения при транспортировании нежимаемых текучих затраченная работа

$$L = \frac{p_{ВБ} - p_{НБ}}{\rho g} + H_r + \frac{v_{ВБ}^2 - v_{НБ}^2}{2g} + H_{1тр}. \quad (1.4)$$

Каждый член уравнения (1.4) имеет единицу измерения Дж/(кг·м·с⁻²) — Дж/Н и представляет собой удельную работу на 1 Н веса протекающей жидкости. Но Дж/Н = Н·м/Н = м — единица измерения напора, которая особенно удобна для определения закономерностей движения текучего и работы турбомашин. Так, напор представляет собой один из основных показателей насосов, вентиляторов и турбин.

Если работу отнести к единице объема, то, умножив все члены уравнения (1.4) на ρg , получим затраченную удельную объемную работу, измеряемую в Н/м² = Па,

$$L_1 = (p_{ВБ} - p_{НБ}) + \rho g H_r + \frac{\rho(v_{ВБ}^2 - v_{НБ}^2)}{2} + \rho g H_{1тр}. \quad (1.5)$$

Для внесения в поток работы в трубопровод следует включить машину между сечениями 1—1 и 2—2, тогда трубопровод делится на всасывающий и нагнетательный.

Уравнение удельной работы в границах всасывающего трубопровода, где работа в поток не вносится,

$$L_1 = \frac{v_1^2 - v_{НБ}^2}{2g} + \frac{p_1 - p_{НБ}}{\rho g} + H_{вс} + (H_{1тр})_{вс} = 0, \quad (1.6)$$

где v_1 и p_1 — соответственно скорость и давление перед входом в машину.

Для идеальной жидкости, когда $(H_{1\text{тр}})_{\text{вс}}=0$ и $H_{\text{вс}}=Z_1-Z_{\text{НБ}}$, из формулы (1.6) получим известное уравнение Д. Бернулли:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{p_{\text{НБ}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{НБ}}^2}{2g} + Z_{\text{НБ}}. \quad (1.7)$$

Следовательно, на основании уравнения (1.7) представляется возможным дать геометрическую интерпретацию удельной работы массы жидкости, состоящей из трех отрезков: $p/(\rho g)$ и Z — соответственно пьезометрической и геометрической высоты; $v^2/(2g)$ — скоростной высоты или скоростного напора.

Как видно из уравнения (1.7), движение жидкости во всасывающем трубопроводе с преодолением высоты и сопротивлений возможно только за счет отрицательной разницы давлений, т. е. создания вакуума перед машиной.

1.2.2. Общее уравнение установки

Если турбомашина присоединена к системе водопроводов, то ее работа находится в зависимости от гидравлических свойств этой системы, называемой кратко внешней сетью.

Рассмотрим условия этой зависимости на примере установки (см. рис. 1.6), полагая, что работа системы устойчива.

Первое условие вытекает из уравнения неразрывности потока и заключается в равенстве массовых подач жидкости, проходящей через турбомашину и присоединенный к ней водопровод: $M_{\text{т}}=M_{\text{с}}$.

Для случая подачи турбомашинной несжимаемой жидкости справедливо равенство объемных подач: $Q_{\text{т}}=Q_{\text{с}}$, где $M_{\text{т}}$, $Q_{\text{т}}$ — соответственно массовая и объемная подачи турбомшины; $M_{\text{с}}$, $Q_{\text{с}}$ — соответственно массовый и объемный расходы по системе трубопроводов.

Напишем уравнение Д. Бернулли (1.7) для потока между поверхностью жидкости в нижнем бассейне *НБ* и сечением *1—1*. Расположим площадь сравнения *0—0* на отметке *НБ*:

$$\frac{p_{\text{НБ}}}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + H_{\text{в}} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{\text{в}}, \quad (1.8)$$

где $p_{\text{НБ}}$ — давление над свободной поверхностью жидкости в колодце, Па, $p_{\text{НБ}}=H_{\text{НБ}}\rho g$; $H_{\text{НБ}}$ — высота над свободной поверхностью жидкости в колодце, м; p_1 — давление над жидкостью в сечении *1—1*, Па, $p_1=H_1\rho g$ — высота над жидкостью в сечении *1—1*, м; $H_{\text{в}}$ — геометрическая высота всасывания — вертикальное расстояние от уровня воды в заборном резервуаре до оси насоса, м; v_1 — скорость движения жидкости в сечении *1—1*, м/с; $h_{\text{в}}$ — потери напора в подводящем трубопроводе, м.

Составим уравнение Д. Бернулли для потока между сечениями 2—2 и свободной поверхностью ВВ в верхнем бассейне (см. рис. 1.6); плоскость сравнения примем за ось машины:

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H_n + \frac{p_{ВВ}}{\rho g} + \frac{v_{ВВ}^2}{2g} + h_n, \quad (1.9)$$

где p_2 — давление жидкости над сечением 2—2, Па, $p_2 = H_2 \rho g$; H_2 — высота жидкости над сечением 2—2, м; v_2 — скорость движения жидкости в сечении 2—2, м/с; H_n — геометрическая высота нагнетания — вертикальное расстояние от оси насоса до верхнего уровня сливного бака, м; $p_{ВВ}$ — давление жидкости над поверхностью ВВ, Па, $p_{ВВ} = H_{ВВ} \rho g$; $H_{ВВ}$ — высота жидкости над поверхностью ВВ; $v_{ВВ}$ — скорость движения жидкости в сливном отверстии, м/с; h_n — потери напора в напорном трубопроводе, м.

Складывая уравнения (1.8) и (1.9), после соответствующих преобразований получаем:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = H_v + H_n + h_v + h_n + \frac{v_{ВВ}^2}{2g} + \frac{p_{ВВ} - p_{НБ}}{\rho g}. \quad (1.10)$$

Левая часть полученного выражения (1.10) представляет собой напор, создаваемый машиной. Разность высот жидкости над поверхностью ВВ $H_{ВВ}$ и поверхностью НБ в колодце $H_{НБ}$ обычно называют статистическим противодействием $H_{с.п}$; $H_{с.п} = p_{ВВ} - p_{НБ} / (\rho g)$. Имея в виду, что $H_v + H_n = H_r$ и $h_v + h_n = h_n$, выражение (1.10) можно переписать таким образом:

$$H = H_r + H_{с.п} + h_n + \frac{v_{ВВ}^2}{2g}. \quad (1.11)$$

Полученное выражение (1.11) — основное уравнение водоотливных и вентиляторных установок. Анализ выражения (1.11) показывает, что напор, создаваемый в машине, используется на подъем текучего на полную геометрическую высоту H_r , на преодоление статистического противодействия $H_{с.п}$ и гидравлических сопротивлений во внешней сети установки R_n и на создание скоростного напора в сливном отверстии $v_{ВВ} / (2g)$.

Для рудничных водоотливных установок можно принять $H_{с.п} = 0$, так как разность барометрических давлений на уровне сливного отверстия и колодца величина малая по сравнению с полной геометрической величиной H_r . Следовательно, выражение (1.11) будет иметь вид

$$H = H_r + h_n + \frac{v_{ВВ}^2}{2g}. \quad [(1.12)]$$

Работа на преодоление аэрогидродинамических сопротивлений по длине трубопровода и местных сопротивлений

$$h_n = \left(\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\lambda_i}{d_i} l_i + \sum_{i=1}^{i=m} \xi_i \right) \frac{v_i^2}{2g},$$

где λ_i — коэффициент аэрогидравлических сопротивлений; l_i — длина элемента трубопровода постоянного диаметра, м; d_i — диаметр трубопровода, м; ξ_i — коэффициент местных сопротивлений; v_i — скорость установившегося движения в данном элементе потока, м/с.

Выражение (1.12) можно переписать в таком виде:

$$H = H_r + \left(\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\lambda_i}{d_i} l_i + \sum_{i=1}^{i=m} \xi_i + 1 \right) \frac{v_{BB}^2}{2g} = H_r + R \frac{v_{BB}^2}{2g}, \quad (1.13)$$

где R — общий коэффициент потерь.

Общий коэффициент потерь влияет на экономичность работы водоотливной установки. С целью уменьшения потерь энергии необходимо иметь трубопровод меньшей длины, достаточно большого диаметра и с минимальным числом местных сопротивлений.

Выражая скорость v_{BB} через расход текучего Q и площадь поперечного сечения трубопровода F_{BB} , получаем

$$\begin{aligned} H &= H_r + R \frac{Q^2}{2gF_{BB}^2} = \\ &= H_r + R_c Q^2, \end{aligned} \quad (1.14)$$

где R_c — постоянная трубопровода, $c^2/м^5$.

Подземные выработки рудников и приисков проветривают не менее чем через два ствола: один из них подает свежий воздух под напором H_1 , а другой выдает отработанный с напором H_2 (рис. 1.7).

Внешняя сеть вентиляторной установки главного проветривания (см. рис. 1.7)

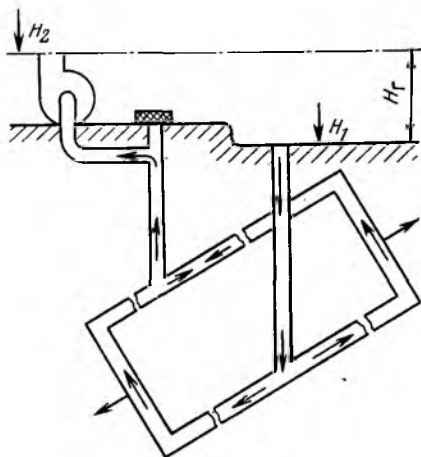


Рис. 1.7. Схема внешней сети вентиляторной установки

представляет собой разветвленную сеть горных выработок, по которым перемещается воздух. Стволы можно считать расположенными практически на одном уровне. Если температура воздуха в обоих стволах одинакова, т. е. естественная тяга отсутствует, то $H_r + H_{с.п} = 0$, тогда уравнение (1.11) будет иметь вид:

$$H = h_n + \frac{v_{\text{ВВ}}^2}{2g} = R_{\text{в}} \frac{v_{\text{ВВ}}^2}{2g} = H_{\text{в}} \frac{Q^2}{2gF_{\text{ВВ}}^2} = R_{\text{в}} Q^2. \quad (1.15)$$

1.2.3. Характеристики внешней сети

Полученные уравнения—(1.14) для водоотливной установки и (1.15) для вентиляторной — представляют собой зависимости напора H от расхода Q , который необходимо создать для движения текущего во внешней сети. Для удобства инженерных расчетов характеристики внешней сети представляют в виде графической зависимости напора H от расхода Q . На рис. 1.8 в виде квадратичных парабол показано семейство характеристик сети насосной установки напора H от расхода Q при различных сопротивлениях трубопровода $R_{с2}$, $R_{с1}$, $R_{с0}$ и герметичной вентиляционной системы при различных сопротивлениях трубопровода $R'_{в1}$, $R'_{в0}$ и $R'_{в2}$, представляющие собой квадратичные параболы, исходящие из начала координат.

Рассмотренные характеристики внешних сетей следует считать теоретическими, так как они получены в предположении герметичности стенок трубопровода. Действительные характеристики рудничных насосных и вентиляторных сетей не являются параболami. Их линеаризация зависит от степени неплотности по длине трубопровода.

Характеристика внешней сети рудничной компрессорной ус-

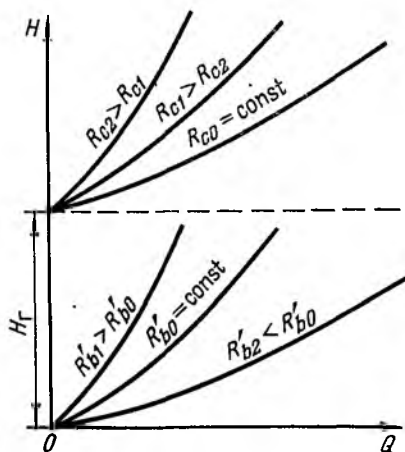


Рис. 1.8. Характеристика внешней сети насосной и вентиляционной установок

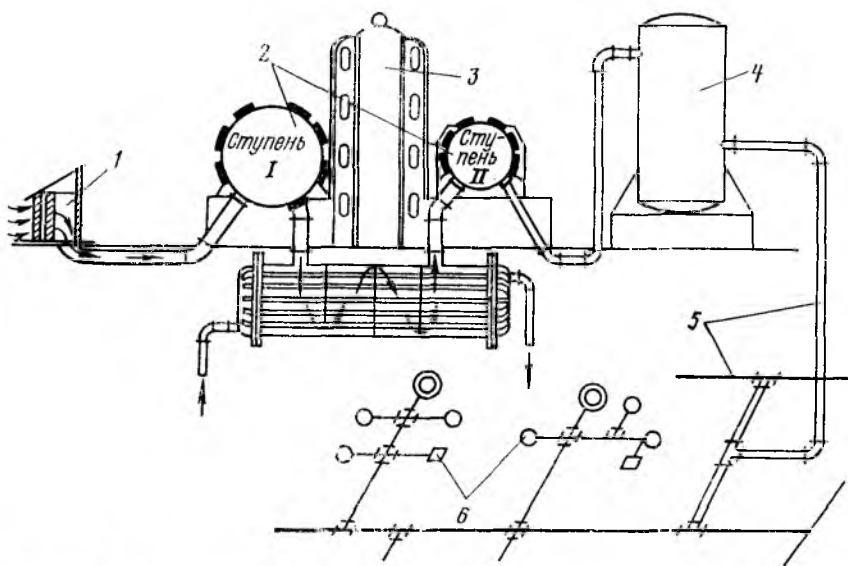


Рис. 1.9. Схема рудничной компрессорной установки

тановки представляет собой кривую, исходящую из начала координат, характеристика компрессорной установки — совокупность характеристик потребителей и потерь давления при движении сжатого воздуха по трубопроводам [15]. Снижение давления сжатого воздуха в пневматической сети вызывается потерями давления вследствие аэродинамического сопротивления трубопровода.

Отличительные особенности рудничных компрессорных установок от вентиляторных и насосных — наличие потребителей энергии сжатого воздуха и сжимаемость транспортируемого течения.

Компрессорная установка (рис. 1.9) состоит из следующих основных элементов: компрессора 2 с двигателем 3, воздухопроводов 5, потребителей сжатого воздуха 6 (перфораторы, пневмодвигатели, эжекторы и др.). К вспомогательному оборудованию компрессорных станций относятся воздушный фильтр 1, воздухосборник 4 и охладитель воздуха. Кроме того, имеется устройство для охлаждения воды.

1.3. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТУРБОМАШИН

1.3.1. Кинематика потока в турбомашинах

Основная функция турбомашин — преобразование энергии — осуществляется за счет прохождения потока текучего через вращающуюся решетку лопаток рабочего колеса. Отсюда следует, что одним из основных факторов, характеризующих работу этих машин, является структура потока, определяющаяся взаимодействием текучего и лопаток рабочего колеса. Существенное значение имеют кинематические показатели: значения и направления скоростей, ускорений и формы траектории движения.

Движение жидкости в пределах вращающегося рабочего колеса может рассматриваться как сумма двух движений: переносного — вращение и относительного — перемещение относительно самого рабочего колеса. Обозначив векторы соответствующих скоростей u и w , получим вектор абсолютной скорости $v = u + w$.

Анализ кинематики потока в пределах рабочего колеса турбомашин можно основывать на построении параллелограммов скоростей.

Чтобы построить параллелограммы скоростей, необходимо знать форму и размеры рабочего колеса и его отдельных частей в пределах проточного тракта (геометрия проточной части рабочего колеса, рис. 1.10); кроме того, должны быть заданы условия работы машины. Все размеры, определяющие проточную часть рабочего колеса, должны быть известны, причем величины, относящиеся к входу лопатки, имеют индекс 1 (см. рис. 1.10), к выходу — индекс 2. Ширина лопаток рабочего колеса определяется значениями b_1 и b_2 . Условия работы турбомашин задаются двумя параметрами — подачей Q и частотой вращения рабочего колеса n . Направление скорости при входе на рабочее колесо зависит от условий подвода. В турбомашинах при осевом подводе абсолютная скорость v_1 направлена по радиусу, т. е. $\alpha_1 = 90^\circ$. В этих условиях среднее значение скорости

$$v_1 = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 \Psi_1}. \quad (1.16)$$

где D_1 — диаметр входа в рабочее колесо, м; $\Psi_1 < 1$ — коэффициент, учитывающий стеснение потока при входе в канал.

Окружная скорость на входной кромке u_1 зависит от D_1 и n :

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}. \quad (1.17)$$

Имея два вектора v_1 и u_1 , можно построить параллелограмм скоростей и определить w_1 (см. рис. 1.10).

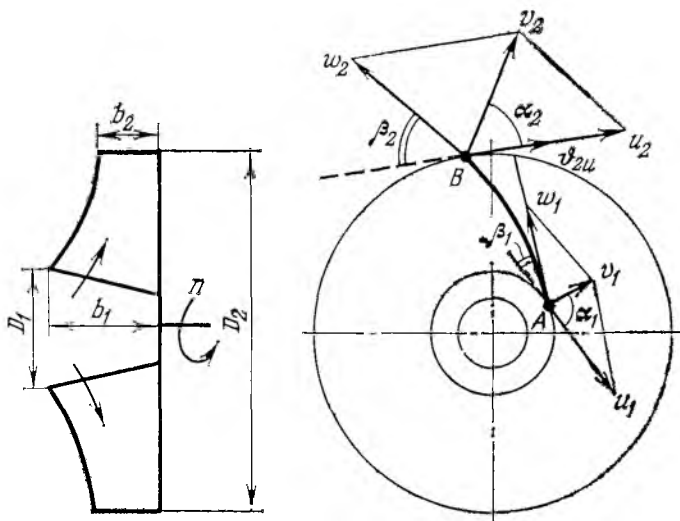


Рис. 1.10. Геометрия рабочего колеса и параллелограммы скоростей на входной и выходной кромках рабочего колеса центробежной машины

Окружная скорость на выходной кромке

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} . \quad (1.18)$$

Относительную скорость w_2 можно определить, если знать ее направление. Тогда, как это следует из рис. 1.10,

$$w_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2} , \quad (1.19)$$

где β_2 — угол наклона лопатки (угол между относительной и продолжением окружной скоростями).

Имея два вектора u_2 и w_2 , можно построить параллелограмм и найти вектор v_2 и угол α_2 .

1.3.2. Основное уравнение турбомашин

Для вывода основного уравнения турбомашин прибегаем к некоторым упрощениям. Принимаем, что работа, совершаемая насосом, происходит без гидравлических потерь (вязкостью жидкости пренебрегаем) и что рабочее колесо насоса имеет бесконечное число лопаток. В этом случае протекающий в рабочем колесе поток можно считать состоящим из элементарных струек, форма которых строго соответствует форме межлопаточного канала, а скорости во всех точках цилиндрических поверхностей

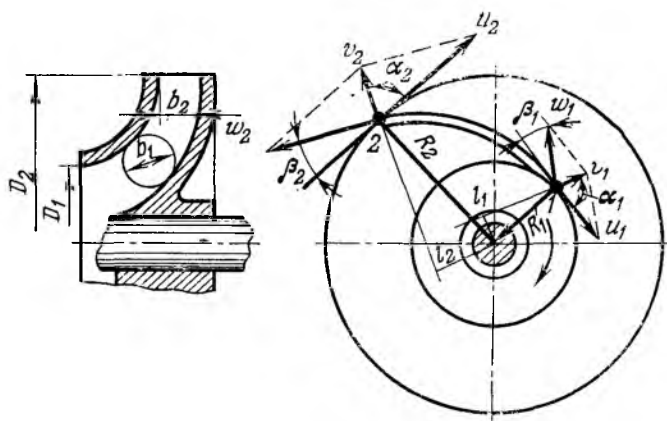


Рис. 1.11. Схема скоростей движения жидкости на входе в колесо и на выходе из него

определенного радиуса одинаковыми (пренебрегаем силовым воздействием лопатки, приводящим к циркуляции скорости вокруг профиля лопатки). Струйная теория дает возможность определить теоретический напор насоса. Если работу, переданную колесом жидкости и равную $Q_T = \rho g H_T$, определить для 1 кг жидкости, то она будет равна теоретическому напору H_T , создаваемому колесом.

Диаграмма движения частицы жидкости в межлопаточных каналах колеса от начального ее положения при входе в колесо до конечного положения при выходе из него представлено графической зависимостью напора от подачи (рис. 1.11). Направление относительных скоростей частицы жидкости w_1 и w_2 в этих точках определяется углами β_1 и β_2 , соответствующими расположению начального и конечного элементов лопатки на входе и выходе.

Уравнение турбомашин, позволяющее определить теоретический напор, выводится на основании уравнения моментов количества движения, которое для установившегося потока формулируется так: изменение момента количества движения массы жидкости, протекающей в 1 с при переходе от одного сечения к другому, равно моменту внешних сил, приложенных к потоку между этими сечениями. В турбомашине внешние силы прикладываются к потоку под действием лопаток рабочего колеса.

Момент количества движения потока на радиусе R_1 на входе в колесо (см. рис. 1.11) $M_1 = \rho Q_T v_1 l_1$, где ρ — плотность жидкости; Q_T — теоретическая подача; v_1 — абсолютная скорость потока у входа в колесо; l_1 — перпендикуляр, опущенный из центра на v_1 .

Момент количества движения потока на радиусе R_2 на выходе из колеса

$$M_2 = \rho Q_T v_2 l_2.$$

Момент внешних сил

$$M = M_2 - M_1 = \rho Q_T (v_2 l_2 - v_1 l_1). \quad (1.20)$$

Из треугольника скоростей имеем $l_2 = R_2 \cos \alpha_2$ и $l_1 = R_1 \cos \alpha_1$, где α_1 и α_2 — углы между абсолютной скоростью v и окружной u в точках 1 и 2.

Подставляя найденные значения l_2 и l_1 в уравнение (1.20) и умножая правую и левую части его на ω , имеем

$$M\omega = \rho Q_T \omega (v_2 R_2 \cos \alpha_2 - v_1 R_1 \cos \alpha_1),$$

где $M\omega = N$ — мощность, затраченная на передачу энергии жидкости,

$$N = M\omega = Q_T H_T \rho g.$$

Принимая во внимание, что $R_2 \omega_2 = u_2$ и $R_1 \omega_1 = u_1$, получаем

$$N = Q_T H_T \rho g = \rho Q_T (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1),$$

где $\omega_1 = \omega_2$ — угловая скорость.

Разделив обе части уравнения на $Q_T \rho g$, окончательно получим, что теоретический напор

$$H_T = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (1.21)$$

Поскольку $u \cos \alpha_2 = v_{2u}$, $v_1 \cos \alpha_1 = v_{1u}$, где v_{2u} и v_{1u} — проекции абсолютной скорости на направление окружной скорости колеса, основное уравнение можно переписать в виде

$$H_T = \frac{u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}}{g}. \quad (1.22)$$

Основное уравнение турбомашин было впервые выведено проф. Петербургской академии наук Л. Эйлером в 1754 г. Уравнение (1.22) широко применяется в теории и расчетах. Основное уравнение может быть получено и другим путем, например, из уравнения Бернулли [5].

Основное уравнение для турбомашин (1.22) показывает, что напор тем больше, чем больше окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса, пропорциональная диаметру его и частоте вращения n , и чем больше проекция абсолютной скорости v_{2u} на окружность, т. е. чем меньше угол α_2 и больше угол β_2 .

Из уравнения (1.21) следует, что теоретический напор турбомашин не зависит от физико-химических свойств жидкости и числа лопаток колеса z .

В действительности напор при положительных подачах, создаваемый турбомашинной, меньше теоретического за счет гидравлических сопротивлений внутри машины, образования силы сопротивления (подъемной силы) при воздействии лопатки рабочего колеса на поток, пренебрежения входными скоростями на рабочее колесо и утечек из напорной линии во всасывающую. Изложенный вывод формулы (1.21) предполагает число лопаток z бесконечным. Если от этого предложения отказаться и попытаться учесть дискретность совокупности конечного числа лопаток, то вследствие циркуляции относительной скорости вокруг лопаток давление и скорость жидкости в канале будут распределяться по закону, когда различные струйки имеют различные скорости и давления, т. е. струя в целом при выходе будет отклоняться и гидравлический угол ее не совпадет с конструктивным углом лопаток. Естественно, что при этом уже нельзя вести расчет по одноструйной элементарной теории, так как необходимо знать степень отклонения струи, т. е. проекцию v_{2u} абсолютной скорости на направление окружной скорости.

Чтобы убедиться в том, что формула Л. Эйлера одинаково действительна как для конечного, так и для бесконечного числа лопаток, достаточно рассмотреть уравнение (1.20). Из уравнения (1.20) видно, что момент количества движения зависит только от начального и конечного значений функции ul , но никак не зависит от того, каким путем найдено конечное значение этой функции. Иными словами, совершенно безразлично, что происходит в колесе турбомашинны, т. е. является ли течение циркуляционным или нециркуляционным или даже оно сопровождается трением.

1.3.3. Циркуляция вокруг лопаток турбомашинны

Циркуляция по внешнему контуру, охватывающему лопатки, для конечного числа лопаток (рис. 1.12) определяется формулой $\Gamma_a = v_{2u} 2\pi R_2$; циркуляция по внутреннему контуру, не охватывающему лопатки,

$$\Gamma_i = v_{1u} 2\pi R_1. \quad (1.23)$$

Определяя отсюда v_{1u} и v_{2u} и подставляя эти значения в уравнение Л. Эйлера, получаем

$$H_u = \frac{v_{2u}u_2 - v_{1u}u_1}{g} = \omega \frac{v_{2u}R_2 - v_{1u}R_1}{g} = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_a - \Gamma_i). \quad (1.24)$$

Наличие внутренней циркуляции Γ_i предполагает возникновение вихревого источника.

Так как внешняя и внутренняя циркуляция различные, то между этими областями должны находиться вихри. Эти затвердевшие вихри можно представить в виде лопаток. Набегающий

поток в абсолютном движении (по теореме Д. Томпсона), образованный идеальной жидкостью, должен быть невихранным.

Если обозначим циркуляцию вокруг каждой лопатки Γ_s , то по теореме К. Гельмгольца внешняя циркуляция будет равна сумме циркуляций вокруг отдельных контуров внутри данного контура, т. е. $\Gamma_a = \Gamma_i + z\Gamma_s$.

В самом деле, если на рис. 1.12 выбрать контур $ABCD$ для циркуляции вокруг лопатки таким образом, чтобы линии AD и BC при повороте их на шаг одной лопатки совпадали, то линейные интегралы по этим линиям будут одинаковы по абсолютному значению и обратны по знаку, т. е.

$$\Gamma_{AB} - \Gamma_{BC} - \Gamma_{CD} - \Gamma_{DA} = \Gamma_s.$$

Так как $\Gamma_{BC} = \Gamma_{DA}$, то

$$\Gamma_{AB} - \Gamma_{CD} = \Gamma_s. \quad (1.25)$$

Умножая обе части уравнения (1.25) на z , получаем $\Gamma_a - \Gamma_i = z\Gamma_s$.

Подставляя значение $\Gamma_a - \Gamma_i$ в уравнение (1.24), находим

$$H_u = \frac{\omega}{2\pi g} \Gamma_s z. \quad (1.26)$$

При $z \rightarrow \infty$ циркуляция $\Gamma_s \rightarrow 0$, но $z\Gamma_s \rightarrow z_\infty \Gamma'_s$, есть конечная величина, поэтому в случае бесконечно большого числа лопаток будем иметь

$$H' = \frac{\omega}{2\pi g} = z_\infty \Gamma'_s. \quad (1.27)$$

Таким образом, как видно из уравнений (1.26) и (1.27), задача о передаче энергии течения в турбомашине сводится к нахождению циркуляции скорости вокруг лопаток.

1.3.4. Теоретические характеристики турбомашин

Характеристиками турбомашин называют графически изображенные следующие зависимости:

$$H = f(Q); \quad N_b = F(Q); \quad \eta = F(Q);$$

$$H_{ст} = \varphi(Q); \quad \eta_{ст} = \theta(Q).$$

Эти зависимости даны при $n = \text{const}$, и они являются характеристиками при постоянной частоте вращения. Наиболее важ-

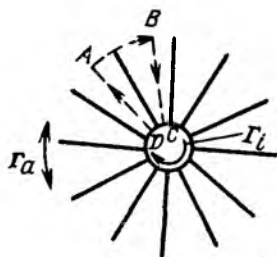


Рис. 1.12. Связь между работой турбомашин и относительной циркуляцией

ная характеристика — это зависимость между напором и подачей. Воспользуемся уравнением Л. Эйлера для получения теоретической характеристики напора

$$H_T = \frac{u_2 v_{2u}}{g}.$$

Из параллелограмма скоростей (см. рис. 1.10) следует, что

$$v_{2u} = u_2 - v_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Кроме того согласно уравнению неразрывности для выходного сечения рабочего колеса, $Q_T = \pi D_2 b_2 v_{2r}$ и

$$v_{2r} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2},$$

тогда

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

Подставив последнее выражение в уравнение Л. Эйлера, получим

$$H_T = \left(u_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} Q_T \right) \frac{u_2}{g}. \quad (1.27, a)$$

Выразим окружную скорость u_2 на выходе через диаметр рабочего колеса и частоту вращения в виде $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$.

Подставив это значение в последнее выражение, получим

$$H_T = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} - \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60g b_2} Q_T.$$

Для центробежной машины с заданными геометрическими размерами при $n = \text{const}$

$$\frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} = C = \text{const};$$

$$\frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60g b_2} = E = \text{const}.$$

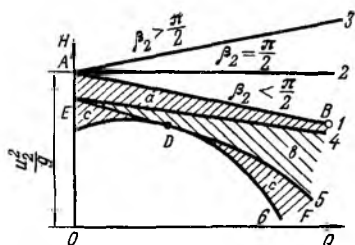
На основании последних соотношений получим следующее уравнение для характеристики центробежной машины [22]:

$$H_T = C - E Q_T. \quad (1.28)$$

Уравнение (1.28) представляет прямую линию, положение которой в координатной системе $Q_T - H_T$ при заданных значениях n , D_2 и b_2 зависит от угла β_2 .

При построении характеристики центробежной машины при $n = \text{const}$ предполагается изменение подачи Q регулированием

Рис. 1.13. Характеристики турбомашин: теоретические при различных углах β_2 ; теоретическая и действительная при угле $\beta_2 < \pi/2$



положения вентиля на выходном патрубке машины. Такой процесс называют дросселированием, а сами характеристики — дроссельными кривыми.

Независимо от формы рабочей лопатки, определяемой углом β_2 , теоретический напор при $Q_T = 0$ (полное закрывание регулирующей задвижки) будет равен C и определится однозначно диаметром рабочего колеса и частотой вращения n (или окружной скоростью u_2).

Так как при $\beta_2 = \pi/2$ величина $\text{ctg } \beta_2 = 0$, то по уравнению (1.28) теоретический напор $H_T = C = u_2^2/2g = \text{const}$ и теоретическая характеристика турбомашин получается в виде прямой, параллельной оси абсцисс (рис. 1.13).

Лопатки, отогнутые назад, характеризуются углом $\beta_2 < \pi/2$; при этом второй член уравнения (1.28) положителен и увеличение Q вызывает снижение теоретического напора. Характеристика такой машины представится наклонной линией, расположенной ниже характеристики машины с $\beta_2 = \pi/2$. Напротив, если машина имеет лопатки с $\beta_2 > \pi/2$ (отогнутые вперед), то второй член уравнения (1.28) отрицателен и возрастание подачи вызывает увеличение напора H_T . Теоретическая характеристика для такого случая располагается выше горизонтальной характеристики при $\beta_2 = \pi/2$.

При заданной подаче теоретический напор тем выше, чем больше рабочая лопатка отогнута вперед ($\beta_2 > \pi/2$) (рис. 1.13). При получении заданного теоретического напора при одинаковом диаметре рабочих колес наименьшей частотой вращения должно обладать колесо с лопатками, загнутыми вперед, а наибольшим — колесо с лопатками, отогнутыми назад.

1.3.5. Действительные характеристики турбомашин

Действительный напор отличается от теоретического, выражаемого уравнением Л. Эйлера, на величину потерь напора в проточной части машины.

При изменении подачи машины изменяются потери напора, пропорциональные квадрату средней скорости потока, во-первых, вследствие непостоянного сопротивления проточной части, и, во-вторых, из-за перемены направления скорости на входе

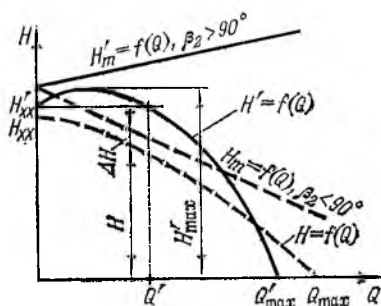


Рис. 1.14. Действительная характеристика при $\beta_2 > \pi/2$ и $\beta_2 < \pi/2$

в межлопаточные каналы. Последнее обуславливает удар жидкости (газа) о входные кромки лопаток и образование в потоке вихревых зон, вследствие чего характеристика действительного напора располагается ниже характеристики теоретического напора.

В зависимости от значения угла β_2 на выходе машины и конструктивных особенностей проточной части турбомашин действительная характеристика ее имеет две основные типичные формы.

Характеристика $H'_m = f(Q)$, представленная на рис. 1.14, получена при угле наклона лопатки $\beta_2 > 90^\circ$. Особенность такой характеристики — зависимости $H' = f(Q)$ для данной машины в пределах напоров от $H'_{x.x}$ до H_{max} . Машины с характеристикой такого типа работают неустойчиво.

Другой вид характеристики $H_m = f(Q)$, представленной на рис. 1.14, свойствен турбомашинам с углом наклона лопаток $\beta_2 < 90^\circ$ при рациональной конструкции проточной части колеса. При этом зависимость $H_m = f(Q)$ однозначна и работа машины может быть устойчивой при любых режимах, начиная от напора $H_{x.x}$.

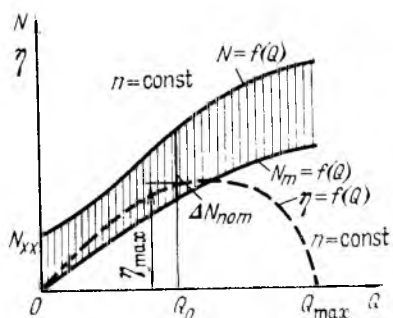
Действительная высота напора H будет меньше теоретической на величину потерь ΔH , так как мы не имеем тех идеальных условий протекания жидкости в рабочем колесе, о котором говорилось выше. На рис. 1.13 представлена площадь распределения потерь (для насоса с направляющим аппаратом); a — потери вследствие того, что число лопаток ограничено, b — потери на трение в каналах и c — потери на удар. В результате перечисленных потерь зависимость между H и Q будет выражаться не прямой AB , а кривой EDF .

Обычно все указанные потери учитываются гидравлическим к. п. д. η_r , тогда действительный напор

$$H = H_r \eta_r = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} \eta_r.$$

Действительная характеристика мощности машины может быть получена из теоретических характеристик путем вычита-

Рис. 1.15. Теоретическая и действительная характеристики мощностей машины; характеристика полного к. п. д. турбомашины



ния (при данных подачах) ее потерь $\Delta N_{\text{пот}}$ (рис. 1.15) из значений теоретической мощности. При этом характер зависимости мощности от подачи в основном сохранится — действительная мощность машины будет возрастать с увеличением подачи. Теоретическая мощность при подаче, равной нулю, также равна нулю. Действительная же мощность при $Q=0$ (при закрытой задвижке) равна мощности холостого хода $N_{x, x}$, затрачиваемой на покрытие потерь мощности в этом режиме. Потери мощности на холостом ходу обусловлены циркуляционными потоками в проточной части машины, дисковым трением о текучее, механическим трением в сальниковых уплотнениях и подшипниках машин.

По действительным характеристикам напора и мощности выясняется и значение к. п. д. турбомашины. Из уравнения мощности можно получить к. п. д.

$$\eta = \frac{GgH}{1000N} = \frac{\rho QgH}{1000N}$$

где G и Q — соответственно массовая и объемная подача машины; g — ускорение свободного падения; H — напор; N — действительная мощность машины.

Очевидно, к. п. д. равен нулю при $Q=0$ и $H=0$, потому что при всех режимах работы машины $N_b \neq 0$. В пределах между $Q=0$ и Q_{max} (см. рис. 1.15) к. п. д. машины достигает максимального значения.

Режим машины, при котором ее к. п. д. достигает максимального значения, называют оптимальным; здесь мощность для создания напора и подачи расходуется в машине с наилучшим энергетическим эффектом, т. е. наиболее экономично.

1.4. ПОДОБИЕ ТУРБОМАШИН И РАБОТА ИХ НА ВНЕШНЮЮ СЕТЬ

1.4.1. Подобие турбомашин

Сложный характер движения текучего в рабочих органах турбомашин приводит к тому, что задача создания современных высокопроизводительных машин, отвечающих сложному комплексу требований, решается наряду с расчетно-теоретической разработкой конструкций их проточной части проведением их испытаний в лабораторных и натурных условиях. При проектировании новых турбомашин используют также опытные данные, получаемые в процессе эксплуатации аналогичных машин на действующих установках.

Предварительное определение расчетных параметров проектируемой машины, исследование рабочих режимов на моделях и использование полученных результатов для натурных машин возможно на основе теории о механическом подобии движения реальной жидкости. Главное положение этой теории заключается в необходимости выполнения условий геометрического, кинематического и динамического подобий.

Геометрическое подобие в гидромеханике означает подобие всех поверхностей, ограничивающих и направляющих поток. При моделировании турбомашин две машины могут быть названы подобными, если все линейные размеры одной из них (модель) в одинаковое число раз меньше или больше соответствующих размеров другой (натура).

Математически геометрическое подобие сравниваемых машин определяется постоянством линейного коэффициента подобия:

$$M_e = D_n/D_m = b_n/b_m = \dots = \text{const}, \quad (1.29)$$

где D_m , b_m , D_n , b_n — соответственно диаметры и ширина лопатки колес модельной (м) и натурной (н) машин.

Геометрическое подобие означает также постоянство отношений любых других размеров модели и натуре:

$$b_m/D_m = b_n/D_n = \dots = \text{const}. \quad (1.30)$$

Кинематическое подобие в общем виде означает, что безразмерные поля скоростей в рассматриваемых потоках должны быть одинаковы, т. е. соотношение скоростей всех соответствующих частиц жидкости, участвующих в движении, должны быть равны между собой, а траектория движения в сравниваемых гидравлических системах — геометрически подобны. Математически условия кинематического подобия могут быть выражены в виде ряда отношений:

$$\frac{v_n}{v_m} = \frac{w_n}{w_m} = \frac{u_n}{u_m} = \frac{n_n D_n}{n_m D_m} = \dots = \text{const}, \quad (1.31)$$

где v , w , u — соответственно абсолютная, относительная и окружная скорости потока; n — частота вращения; D — диаметр рабочего колеса.

Для соблюдения требований кинематического подобия необходимо также выдерживать постоянным отношение скорости протекания жидкости к скорости движения вращающихся деталей, т. е.

$$v_M/u_M = v_H/u_H = \text{const.} \quad (1.32)$$

Используя геометрическое подобие, из которого следует, что

$$v \sim Q/D^2 \text{ и } u \sim nD,$$

получаем еще одно условие кинематического подобия, представляющее чрезвычайно большой практический интерес при моделировании насосов:

$$\frac{Q_M}{n_M D_M^3} = \frac{Q_H}{n_H D_H^3} = \text{const}, \quad (1.33)$$

где Q — производительность машины.

Динамическое подобие означает пропорциональность сил, действующих в соответствующих точках потока. При отнесении к этим силам сил давления, вязкости, тяжести и инерции динамическое подобие в общем виде обуславливает равенство чисел Эйлера (Eu), Рейнольдса (Re), Фруда (Fr) и Струхала (St):

$$\begin{aligned} Eu &= \frac{p}{\rho v^2}; & Re &= \frac{vl}{\nu}; & Fr &= \frac{v^2}{gl}; \\ St &= \frac{vt}{l}; \end{aligned} \quad (1.34)$$

где p — давление; ρ — плотность жидкости; v — скорость потока; ν — кинематическая вязкость жидкости; l — геометрический размер; g — ускорение свободного падения; t — время.

Все эти критерии являются определяющими лишь тогда, когда они выражены через исходные величины, задаваемые в начальных и граничных условиях.

В практике моделирования гидравлических машин очень большое значение имеет критерий подобия Эйлера

$$Eu = \frac{p}{\rho v^2} = \frac{gH}{v^2}, \quad (1.35)$$

где H — напор потока.

Заменяя скорость потока пропорциональным отношением подачи к квадрату диаметра рабочего колеса, получаем

$$Eu = gHD^4/Q^2.$$

Следовательно, динамическое подобие может быть записано в виде

$$\frac{Q_H}{D_H^2 \sqrt{H_H}} = \frac{Q_M}{D_M^2 \sqrt{H_M}} = \dots = \text{const.} \quad (1.36)$$

Уравнение (1.36) устанавливает зависимость между двумя основными энергетическими параметрами (подача, напор) модельной и натурной машин.

1.4.2. Законы подобия и условия пропорциональности

Принимаем, что геометрически подобные друг другу рабочие колеса однотипных машин диаметрами D_M и D_H вращаются соответственно с частотой n_M и n_H , создавая при этом напоры H_M и H_H и обеспечивая подачи Q_M и Q_H .

Из основного первого члена уравнения турбомашин (1.21) для условий безударного входа имеем, что при n_M и D_M напор модельной машины

$$H_M = \frac{u_{2M} v_{2M} \cos \alpha_{2M}}{g} \eta_{г. м.},$$

и при n_H и D_H соответственно напор натурной машины

$$H_H = \frac{u_{2H} v_{2H} \cos \alpha_{2H}}{g} \eta_{г. н.}.$$

Отношение этих напоров

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{u_{2H} v_{2H} \cos \alpha_{2H}}{u_{2M} v_{2M} \cos \alpha_{2M}} \cdot \frac{\eta_{г. н.}}{\eta_{г. м.}},$$

Исходя из условий кинематического подобия (1.31), можно считать $\alpha_{2H} = \alpha_{2M}$, $\eta_{2H} = \eta_{2M}$, а также отношение скоростей u_2 и v_2 пропорциональными отношению произведений nD .

Следовательно, если подобные друг другу рабочие колеса машин будут вращаться с различной частотой, то для создаваемых ими напоров можно написать соотношения

$$\frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2 \left(\frac{D_H}{D_M} \right)^2. \quad (1.37)$$

Как известно, подача турбомашин изменяется пропорционально изменению площади выходного сечения рабочего колеса и радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе модельной машины.

$$Q_M = \pi D_{2M} b_{2M} v_{2M} \sin \alpha_{2M} \eta_{о. м.}$$

Для натурной машины

$$Q_H = \pi D_{2H} b_{2H} v_{2H} \sin \alpha_{2H} \eta_{0. H},$$

где b_{2H} — ширина лопатки на выходе рабочего колеса; $\eta_{0. H}$ — объемный к. п. д. машины.

Отношение этих подач:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{\pi D_{2H} b_{2H} v_{2H} \sin \alpha_{2H} \eta_{0. H}}{\pi D_{2M} b_{2M} v_{2M} \sin \alpha_{2M} \eta_{0. M}}.$$

Поскольку рабочие колеса рассматриваемых турбомашин геометрически подобны, т. е.

$$b_{2H}/b_{2M} = D_{2H}/D_{2M},$$

в общем случае с учетом кинематического подобия

$$\alpha_H = \alpha_M; \quad \frac{v_{2H}}{v_{2M}} = \frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{n_H D_H}{n_M D_M}; \quad \eta_{0. H} = \eta_{0. M}$$

можно написать соотношение

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M} \left(\frac{D_H}{D_M} \right)^3. \quad (1.38)$$

Мощность турбомашин изменяется пропорционально произведению $QH\eta$, подставляя вместо Q и H соответствующие величины из уравнений (1.37) и (1.38), имеем

$$\frac{N_H}{N_M} = \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \left(\frac{D_H}{D_M} \right)^5. \quad (1.39)$$

Уравнения (1.37) — (1.39), полученные на основе подобия турбомашин, называют законами подобия. Эти уравнения дают возможность рассчитать основные параметры проектируемой машины, геометрически ей подобной, т. е. машину испытывают при одной частоте вращения, затем ее параметры пересчитывают для другой частоты.

В том случае, когда одна и та же машина, перекачивающая одну и ту же жидкость ($\rho = \text{const}$), испытывается при различных частотах вращения n_1 и n_2 , уравнения (1.37) — (1.39) законов подобия переходят в уравнения условий пропорциональности:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3. \quad (1.40)$$

Соотношения (1.40) называют формулами пропорциональности. При расчетах по формулам пропорциональности к. п. д. машин, работающих в подобных режимах, можно принять практически одинаковыми.

При строгих расчетах следует иметь в виду некоторое повышение к. п. д. при увеличении размеров вентилятора (насоса). Не следует, однако думать, что пересчет Q , H и N по формулам пропорциональности приводит к правильным результатам независимо от условий, в которых работает центробежная машина. Работа машины определяется не только ее особенностями, но и параметрами подключенной к ней трубопроводной системы. Поэтому основные параметры Q , H и N машины должны определяться с учетом особенностей трубопроводной системы.

1.4.3. Безразмерные и универсальные характеристики турбомашин

Рассмотренные действительные характеристики являются размерными или индивидуальными характеристиками, применимыми лишь к данной машине. Однако существуют приемы изображения характеристик в таких координатах, что они могут использоваться для целой серии подобных машин, такие характеристики называются безразмерными. Они строятся в безразмерных координатах, обозначаемых общепринятыми для подачи, напора, давления и мощности буквами, но с черточкой сверху: $\bar{Q}$, $\bar{H}$, $\bar{P}$, $\bar{N}$, η .

Рассмотрим наиболее распространенный тип безразмерных характеристик, применяемых в ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского. Если имеются две подобные машины, отмечаемые индексами a и b , то их подача [6]

$$Q_a = \pi D_{2a}^2 b_{2a} v_{2ra}; \quad Q_b = \pi D_{2b}^2 b_{2b} v_{2rb},$$

где v_{2r} — проекция абсолютной скорости потока на радиус.

Ввиду геометрического и кинематического подобий этих машин можно записать:

$$\frac{b_{2a}}{D_{2a}^2} = \frac{b_{2b}}{D_{2b}^2} = k = \text{const};$$

$$\frac{v_{2ar}}{u_{2a}} = \frac{v_{2rb}}{u_{2b}} = m = \text{const}$$

(для всей серии подобных машин).

Поэтому

$$Q_a = \pi k m D_{2a}^2 u_{2a} \quad \text{и} \quad Q_b = \pi k m D_{2b}^2 u_{2b}$$

$$\text{или} \quad Q_a = 4 k m \frac{\pi D_{2a}^2}{4} u_{2a} \quad \text{и} \quad Q_b = 4 k m \frac{\pi D_{2b}^2}{4} u_{2b}.$$

Следовательно, геометрически подобные машины, находящиеся в подобных режимах работы, характеризуются соотношением

$$\frac{Q_a}{\frac{\pi D_{2a}^2}{4} u_{2a}} = \frac{Q_b}{\frac{\pi D_{2b}^2}{4} u_{2b}} = 4km = \text{const.}$$

Отношение

$$\frac{Q}{\frac{\pi D_2^2}{4} u_2} = \bar{Q}$$

параметр, не имеющий размерности, а $\bar{Q}$ — безразмерная подка машина, называемая также коэффициентом подачи.

Для данной машины, работающей при постоянной частоте вращения, параметр $\bar{Q}$ изменяется пропорционально подаче и может быть легко рассчитан.

Воспользуемся уравнением Л. Эйлера для машин, работающих в подобных режимах,

$$H_a = \frac{u_{2a} v_{2ua}}{g} \quad \text{и} \quad H_b = \frac{u_{2b} v_{2ub}}{g};$$

или с учетом условий кинематического подобия

$$H_a = \frac{mu_{2a}^2}{g} \quad \text{и} \quad H_b = \frac{mu_{2b}^2}{g};$$

$$\frac{gH_a}{u_{2a}^2} = \frac{gH_b}{u_{2b}^2} = \frac{gH}{u_2^2} = m = \text{const.}$$

Отсюда следует

$$\bar{H} = gH/u_2^2,$$

где $\bar{H}$ — параметр, не имеющий размерности и называемый безразмерным полным напором или коэффициентом напора.

Для данной машины, работающей с постоянной частотой вращения, параметр $\bar{H}$ пропорционален полному напору.

Аналогичным путем могут быть введены параметры: если $p = Hg\rho$, то безразмерное давление (коэффициент давления) $\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2}$; если мощность $N = QH\rho g$, то безразмерная мощность

(коэффициент мощности)

$$\bar{N} = \frac{N}{\frac{\pi D_2^2}{4} \rho u_2^3}.$$

К. п. д. — безразмерный параметр и поэтому $\bar{\eta} = \eta$.

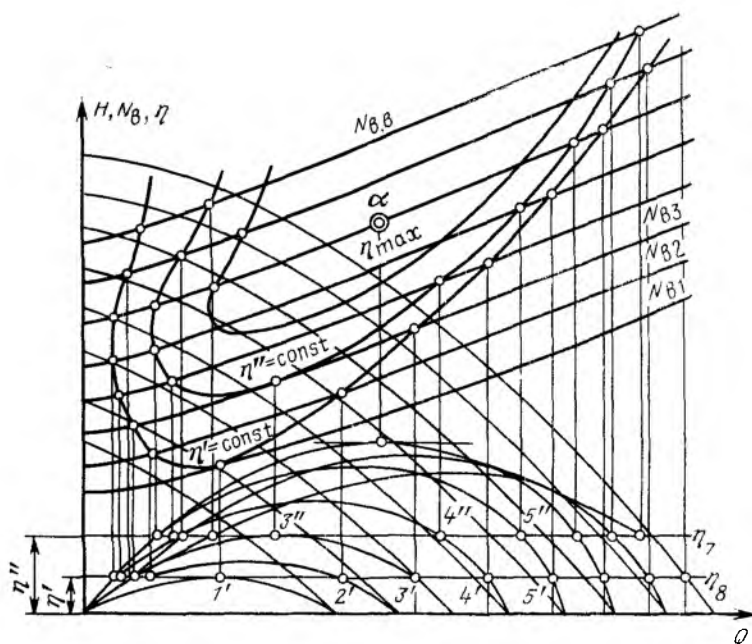


Рис. 1.16. Универсальная характеристика центробежной машины

По аналогии с топографической картой, дающей представление о широте, долготе и высоте расположения каждой точки на местности, где высота дается горизонталями, т. е. линиями постоянной высоты, можно построить топографическую, т. е. универсальную, характеристику центробежной машины. Для этого по осям прямоугольной координатной системы откладывают основные параметры машины Q и H или Q и $N_{в}$, а к. п. д. представляют в виде линий постоянного к. п. д.

Рассмотрим построение универсальной характеристики $Q-H-N_{в}-\eta$. Пусть характеристика центробежной машины при переменной частоте вращения (рис. 1.16) задана кривыми $Q-N_{в}, Q-N_{в}$ и $Q-\eta$. Проведя горизонтальную линию, соответствующую значению к. п. д. $\eta' = \text{const}$, получаем точки пересечения $1', 2', 3', \dots$ этой линии с характеристиками к. п. д. при частоте вращения вала $n_1, n_2, n_3, \dots$. Проведем теперь через точки $1', 2', 3', \dots$ вертикальные линии до пересечения их соответственно с характеристиками $N_{в1}, N_{в}, N_{в3}, \dots$. Полученные точки пересечения будут определять подачу и мощность, при которых $\eta = \eta'$. Поэтому, соединяя точки пересечения указанных вертикальных линий с характеристиками мощности при разных частотах вращения вала плавной линией, получаем изолинию $\eta' = \text{const}$.

Подобным образом можно получить изолинии $\eta'' = \text{const}$, $\eta''' = \text{const}$ и т. д. Максимальный к. п. д. машины определяется точкой α как вершина топографической диаграммы или универсальной характеристики, представляющей собой совокупность линий $\eta = \text{const}$, построенных в системе координат $Q - N_v$.

Чем большее число кривых $Q - H$, $Q - N_v$, $Q - \eta$ использовано для построения универсальной характеристики, тем полнее последняя отражает рабочие свойства центробежной турбомашин.

1.4.4. Регулирование подачи турбомашин

Основная задача регулирования машины — это регулирование подачи Q ($\text{м}^3/\text{с}$), заданной определенным графиком. При этом все основные параметры машины (H , p , N_v и η) изменяются. Однако сеть трубопроводов и потребители влияют на некоторые параметры турбомашин. Так, например, насосы и вентиляторы при заданном графике подачи должны создавать переменное давление, определяемое потребителем и гидравлическими потерями в системе трубопроводов.

Компрессоры в некоторых случаях работают на сеть с переменным Q , но должны обеспечивать постоянное давление p (пневматический инструмент, перфораторы, пневмодвигатели); в других случаях они работают с постоянным Q при переменном p .

Таким образом, возможны различные варианты регулирования подачи турбомашин.

Дроссельное регулирование при $n = \text{const}$. Пусть центробежная машина включена в трубопроводную систему.

Представим на графике (рис. 1.17) характеристики полного напора H (энергии), мощности на валу N_v и к. п. д. η центробежной машины при постоянной частоте вращения n . На этот же график нанесем полную характеристику трубопроводной сети, в которую включена машина; при этом будем предполагать, что регулирующий дроссель открыт полностью.

Установившийся режим работы машины возможен только при условии, что энергия, передаваемая потоку текучего машинной, равна энергии, расходуемой в системе. Так как первая из них выражается ординатами характеристики $H = f(Q)$ центробежной машины, а вторая — ординатами характеристик трубопровода, то очевидно, что указанное равенство энергий наблюдается только в точке a пересечения характеристик. Таким образом, точка a определяет режим работы установки, т. е. подачу Q , напор H , мощность на валу N_v и к. п. д. машины η при полностью открытом дросселе.

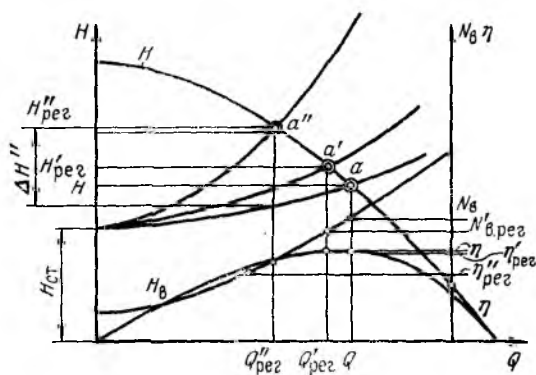


Рис. 1.17. Характеристика полного напора, мощности на валу и к. п. д. центробежной машины при постоянной частоте вращения

В случае прикрывания дросселя на напорной трубе точка a передвинется по характеристике машины влево вверх и займет положение a' , определив тем самым новые значения параметров $Q'_{\text{рег}}$, $H'_{\text{рег}}$, $N'_{\text{в. рег}}$ и $\eta'_{\text{рег}}$.

Дальнейшее прикрывание дросселя вызывает смещение характеристики трубопроводной системы еще больше вверх, и точка a передвинется, например, в точку a'' , дающую новые значения $Q''_{\text{рег}}$, $H''_{\text{рег}}$, $\eta''_{\text{рег}}$ и т. д.

Следовательно, дроссельное регулирование при $n = \text{const}$ достигается введением дополнительного гидравлического сопротивления в сеть трубопроводов турбомашины.

Поскольку наибольшая подача достигается при полностью открытом дросселе (точка a), дроссельное регулирование применяют только с целью уменьшения подачи.

Из графиков, представленных на рис. 1.17, очевидно, что дросселирование уменьшает мощность на валу машины и вместе с тем повышает долю энергии, расходуемую при регулировании до подачи $Q''_{\text{рег}}$. Удельная энергия, непроизводительно затрачиваемая в дросселе, определяется отрезком $\Delta H''$ ординаты, а теряемая при этом мощность

$$\Delta N_{\text{в}} = \frac{\rho g Q''_{\text{рег}} \Delta H''_{\text{рег}}}{1000 \eta''_{\text{рег}}}.$$

Чем более глубоко осуществляется процесс регулирования, тем более непроизводительны затраты мощности.

Энергетическая эффективность этого вида регулирования турбомашин низка, однако из-за чрезвычайной простоты этот способ имеет широкое применение.

При дроссельном регулировании центробежных насосов, подающих жидкость, дроссель располагают на напорной трубе. Если разместить дроссель во всасывающей трубе, то при глубоком регулировании могут возникнуть разрывы сплошности потока и вследствие этого нарушение нормальной работы насоса.

В заключение отметим, что дросселирование как способ регулирования допустим только в тех случаях, когда потребляемая мощность снижается с уменьшением подачи. Если же потребляемая мощность возрастает с уменьшением подачи, то дросселирование как способ регулирования использовать бессмысленно, поскольку оно вызывает увеличение потребляемой мощности. Характеристики с отрицательной производной свойственны некоторым типам осевых насосов и вентиляторов.

Регулирование изменением частоты вращения вала машины. В тех случаях, когда имеется возможность изменить частоту вращения вала двигателя, приводящего в движение турбомашину, целесообразно регулировать подачу изменением частоты вращения вала машины.

Пусть центробежная машина работает при частоте вращения $n_1 - n_4$, причем $n_1 < n_2 < n_3 < n_4$. Нанесем в общей координатной системе характеристики этой машины при указанных частотах вращения и характеристику трубопроводной сети (рис. 1.18). Точки пересечения характеристик $H=f(Q)$ машины с характеристикой трубопровода H_c , обозначенные на графике через $a_1 - a_4$, определяют режимы работы установки при различных частотах вращения. Из графика видно, что изменением частоты вращения n могут быть достигнуты различные подачи $Q_{\text{рег}}, Q'_{\text{рег}}, Q''_{\text{рег}}, Q'''_{\text{рег}}$ и напоры $H'_{\text{рег}}, H''_{\text{рег}}, H'''_{\text{рег}}, H_{\text{рег}}$, причем с увеличением частоты вращения подача и напор увеличиваются, а с уменьшением их — убывают. Мощность на валу $N_{\text{рег}}$ и к. п. д. $\eta_{\text{рег}}$ могут быть определены из кривых мощности и

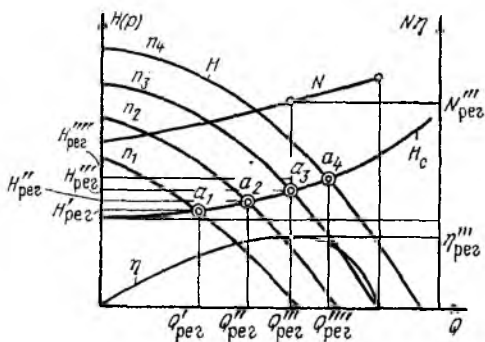


Рис. 1.18. График регулирования турбомашини изменением частоты вращения вала машины

к. п. д. при указанной частоте вращения по имеющимся значениям подачи $Q_{\text{рег}}^I$, $Q_{\text{рег}}^{\text{II}}$, $Q_{\text{рег}}^{\text{III}}$. На графике это показано для частот вращения $n_1 - n_4$.

В отличие от способа регулирования при $n = \text{const}$ данный способ регулирования дает возможность изменять расход в любом направлении.

Потери энергии, обусловленные гидравлическим сопротивлением дросселя, здесь отсутствуют, и поэтому данный способ экономичнее первого в эксплуатации. Этот метод регулирования широко стал применяться в связи с внедрением в производство тиристорного привода.

Мощные турбомашинны снабжают электродвигателями, допускающими плавную или ступенчатую регулировку частоты вращения.

Применение гидромуфт из-за их высокой стоимости оправдывается только в мощных установках при неглубоком регулировании. Глубокое регулирование гидромуфтой неэффективно, потому что ее к. п. д. снижается пропорционально частоте вращения вала насоса (вентилятора).

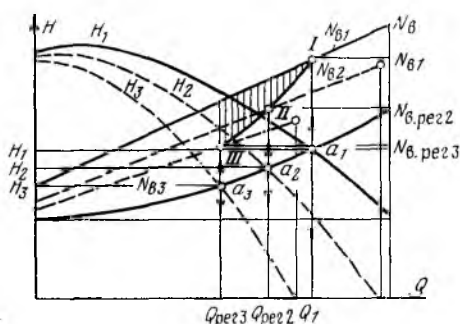
Регулирование гидромуфтой значительно эффективней дроссельного при $n = \text{const}$.

Из-за высокой стоимости вариаторов и гидромуфт, обеспечивающих плавное изменение частоты вращения вала машины, в некоторых случаях целесообразнее ступенчатое изменение частоты вращения (специальные электродвигатели и ступенчатые вариаторы) с дорегулировкой до требующейся подачи дросселированием.

Регулирование поворотными направляющими лопатками на входе в рабочее колесо. Из уравнения Л. Эйлера следует, что удельная энергия, передаваемая потоку жидкости в центробежной машине, существенно зависит от условий входа на рабочие лопатки. Закручивание потока, поступающего в рабочее колесо, влияет на напор и при заданной характеристике трубопровода изменяет подачу машины. Отсюда возникает возможность регулирования воздействием на входящий в машину поток особого лопаточного направляющего аппарата. Последний может выполняться в двух основных конструктивно различных вариантах — осевом и радиальном.

Для эффективного регулирования направляющие аппараты следует располагать в непосредственной близости от входа в колесо (чем ближе, тем лучше). Если направляющий аппарат размещать на некотором расстоянии от машины, то эффективность его может быть низкой из-за быстрого торможения вращательного движения, создаваемого направляющим аппаратом на участке трубопровода между ним и машиной.

Рис. 1.19. График регулирования подачи направляющим аппаратом на входе



Рассмотрим график регулирования подачи направляющим аппаратом на входе (рис. 1.19). На графике нанесены характеристики напора и мощности при $n = \text{const}$, соответствующие трем различным положениям направляющего аппарата на входе. Эти кривые обозначены через соответственно H_1, H_2, H_3 , $N_{в.1}, N_{в.2}$ и $N_{в.3}$. При работе центробежной машины на заданную систему трубопроводов с характеристикой, показанной на графике рис. 1.19, получаются режимные точки a_1, a_2 и a_3 , определяющие подачи $Q_1, Q_{\text{рег. 2}}, Q_{\text{рег. 3}}$.

Мощности на валу, потребляемые при этом, будут $N_{в.1}, N_{в. \text{рег. 2}}$ и $N_{в. \text{рег. 3}}$. Они определяются точками I, II и III . Соединив плавной линией точки I, II и III , получим линию изменения мощности на валу машины при регулировании ее подачи направляющим аппаратом на входе. Эта линия лежит ниже линии мощности $N_{в.1}$, что указывает на уменьшение потребления энергии при регулировании направляющим аппаратом на входе по сравнению с дроссельным регулированием при $n = \text{const}$. Вообще же уменьшение потребляемой мощности при регулировании рассматриваемым способом определяется здесь ординатами вертикально заштрихованной площади между линиями $N_{в.1}$ и $I-II-III$, что подтверждает экономичность данного способа регулирования центробежных машин.

Вопросы для самопроверки

1. Что такое удельная элементарная массовая работа при перемещении жидкости?
2. Что такое удельная элементарная объемная работа при перемещении жидкости?
3. Дайте определение характеристики внешней сети.
4. Что из себя представляет характеристика внешней сети для водоотливной, вентиляционной и пневматической установок?
5. Сделайте вывод формулы для теоретического напора H_T лопастной машины.
6. Что понимается под теоретической подачей лопастной машины Q_T ?
7. Как влияет угол наклона лопаток β_2 из рабочего колеса на теоретический напор?

8. Объясните природу потерь напора в машине. Как они влияют на напорную характеристику?

9. Как влияют на напорную характеристику машины утечки жидкости?

10. Вычертите индивидуальную характеристику радиальной машины.

11. Приведите выражения и объясните сущность критериев подобия лопастных машин.

12. Что понимается под безразмерными характеристиками лопастных машин? Приведите зависимости для коэффициентов давления, подачи и мощности.

13. Что понимается под удельной частотой вращения лопастной машины? Сделайте вывод формулы для ее определения.

2. РУДНИЧНЫЕ НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

2.1. РУДНИЧНЫЕ ЛОПАСТНЫЕ НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

2.1.1. Назначение и определения

Устройство, состоящее из насоса, двигателя, внешней сети, соединительной муфты и измерительных приборов, называется насосной установкой.

Рудничные насосные установки служат для откачки воды из горных выработок. По назначению их разделяют на главные и вспомогательные (участковые) установки. Главные насосные установки предназначены для подачи воды из шахты на поверхность, вспомогательные — для подачи воды из отдельных участков шахты к водосборникам главного водотлива.

На практике встречается большое число различных схем насосных установок с разными типами насосов. Однако гидравлическая часть насосной установки, включающая в себя насосы, подводящий и напорный трубопроводы с арматурой и приборами, как правило, выполняется по одинаковой схеме (рис. 2.1).

Жидкость из приемного резервуара 2 под давлением p_0 по подводящему трубопроводу 1 диаметром $d_{вх}$ подводится к насосу 8, который посредством муфты соединен с приводным электродвигателем 7. Получив приращение энергии в насосе, жидкость по напорному трубопроводу 3 диаметром $d_{наг}$ подается в напорный резервуар 5 с давлением p_6 . На напорном трубопроводе установлены запорно-регулирующая задвижка 6 и сужающее устройство 4, на котором измеряют перепад давления h_i . Для защиты насоса от обратного тока жидкости при случайном отключении двигателя на напорном трубопроводе предусматривают обратный клапан 9. Приемный резервуар 2 может располагаться выше насосной $H_{под}$ оси или ниже $H_{вс}$. В первом случае на подводящем трубопроводе перед насосом устанавливают задвижку, во втором на нижнем конце подводящей трубы — приемный клапан. В обоих случаях для предотвращения попадания в насос твердых частиц вход в подводящий трубопровод закрывают сеткой 9.

Для измерения давления на нагнетательном трубопроводе 3 установлен манометр (M), а на всасывающем трубопроводе 1 — мановакуумметр (MB). Высота нагнетания $H_{наг}$ — расстояние от

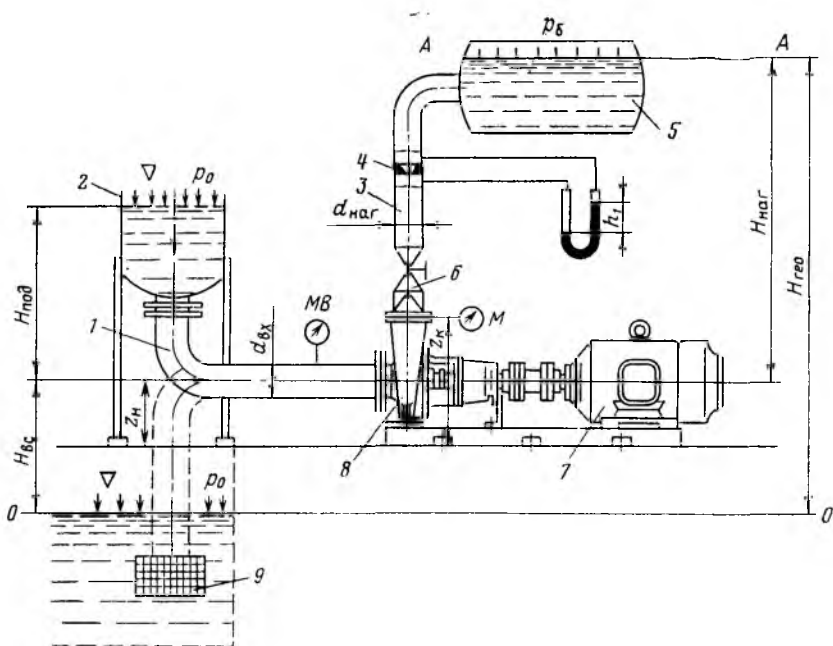


Рис. 2.1. Схема насосной установки

оси насоса до уровня подачи жидкости ($A-A$), геометрическая высота ($H_{\text{гeo}}$) — расстояние от уровня откачиваемой жидкости $O-O$ до уровня подачи жидкости $A-A$.

2.1.2. Классификация насосов

Первоначально насосы предназначались для подъема воды. В настоящее время область их применения настолько широка и многообразна, что определение насоса как машины для перекачки воды было бы односторонним. Помимо водоснабжения и канализации городов, промышленных предприятий и электростанций насосы применяют для орошения и осушения земель, гидроаккумулирования энергии, транспортирования материалов. Существуют питательные насосы котельных установок, тепловых электростанций, судовые насосы, специальные насосы для горной, нефтяной, геологоразведочной, химической, бумажной, пищевой и других отраслей промышленности. Насосы используют при производстве строительных работ (намыв земляных сооружений, водопонижение, откачка воды из котлованов, подача бетона и строительных растворов к сооружениям и т. п.), при разработке месторождений и транспортировании полезных ископаемых гидравлическим способом, при гидроудалении отходов производственных предприятий. В качестве вспомога-

тельных устройств насосы служат для обеспечения смазки и охлаждения машин.

Таким образом, насосы один из наиболее распространенных видов машин, разнообразных по конструкции, что затрудняет их классификацию по назначению. Более логичной представляется классификация по принципу действия. С этой точки зрения насосы могут быть разделены на основные группы: динамические, объемные, струйные. Особую группу составляют водоподъемники специальных типов.

Динамические насосы, в которых приращение энергии происходит в результате взаимодействия потока жидкости с вращающимся рабочим органом, подразделяют на две основные группы — лопастные и вихревые.

В лопастных насосах жидкость получает приращение энергии за счет взаимодействия с вращающейся лопаткой рабочего колеса. В рабочем колесе происходит приращение потенциальной и кинетической энергии жидкости. Кинетическая энергия в неподвижных элементах насоса (отвода) превращается в энергию давления. Из-за отсутствия самовсасывания для запуска в работу лопастных насосов необходимо их заполнение перекачиваемой жидкостью.

В вихревых насосах приращение энергии перекачиваемой жидкости осуществляется за счет турбулентного обмена энергией потоков — основного в канале насоса и вторичного в рабочем колесе.

Лопастные насосы по направлению потока в рабочем колесе подразделяют на центробежные (радиальные и диагональные) и осевые.

В зависимости от соотношения параметров (Q , H , η) изменяется форма проточной полости насоса, в основном, рабочего колеса.

Объемные насосы работают по принципу вытеснения жидкости изменяющегося объема. Если этот объем заполнить перекачиваемой жидкостью, то жидкость будет вытесняться в напорный трубопровод.

Струйные насосы работают по принципу смешения потока перекачиваемой жидкости со струей жидкости, пара или газа, обладающей большим запасом кинетической энергии.

Необходимо отметить, что, несмотря на большие различия принципов действия, конструкции насосов всех типов должны удовлетворять требованиям, к числу которых в первую очередь относятся: надежность и долговечность работы; экономичность и удобство эксплуатации; регулирование рабочих параметров в широких пределах при условии сохранения оптимального к. п. д.; минимальные габариты и масса; простота устройств, заключающаяся в минимальном числе деталей и полной их взаимозаменяемости; удобство монтажа-демонтажа.

Тип насоса в каждом конкретном случае выбирается с учетом его эксплуатационных и конструктивных качеств, наиболее полно удовлетворяющих технологическому назначению рассматриваемой насосной установки.

2.1.3. Схемы устройства и принцип действия лопастных насосов

К числу динамических насосов, серийно выпускаемых отечественной промышленностью и нашедших наибольшее распространение при сооружении современных водоотливных установок, систем водоснабжения и канализации, относятся лопастные (центробежные, осевые) и вихревые насосы. Как уже отмечалось ранее, работа этих насосов основана на общем принципе — силовом взаимодействии лопаток рабочего колеса с обтекающим их потоком перекачиваемой жидкости. Однако принцип этого взаимодействия у насосов перечисленных типов различен, что, естественно, приводит к существенным отличиям их конструкций и эксплуатационных показателей.

Центробежные насосы. Основной рабочий орган центробежного насоса, один из возможных вариантов конструкции которого схематически изображен на рис. 2.2, — свободно вращающееся внутри корпуса колесо 4, насаженное на вал 5. Рабочее колесо состоит из переднего и заднего дисков, отстоящих на некотором расстоянии друг от друга. Между дисками находятся лопатки, плавно изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Внутренние поверхности дисков и боковые поверхности лопаток образуют так называемые межлопаточные каналы колеса, которые для нормальной работы должны быть заполнены перекачиваемой жидкостью.

При вращении колеса на каждый объем жидкости, находящийся в межлопаточном канале, действует центробежная сила. Под действием этой силы жидкость выбрасывается из рабочего колеса, в результате чего в центре колеса создается разрежение, а в периферийной его части — повышенное давление. Для обеспечения непрерывного потока жидкости через насос необходимо предусмотреть подвод перекачиваемой жидкости к рабочему колесу и отвод ее от него.

Жидкость подводят через отверстие в переднем диске рабочего колеса с помощью всасывающего патрубка 1 и трубопровода. Жидкость по всасывающему трубопроводу перемещается вследствие разности давлений над свободной поверхностью жидкости в приемном бассейне (атмосферное) и в центральной области колеса (разреженное).

Для отвода жидкости корпус насоса имеет расширяющийся спиральный канал 6 (в форме улитки), в который и поступает жидкость, выбрасываемая из рабочего колеса через направляю-

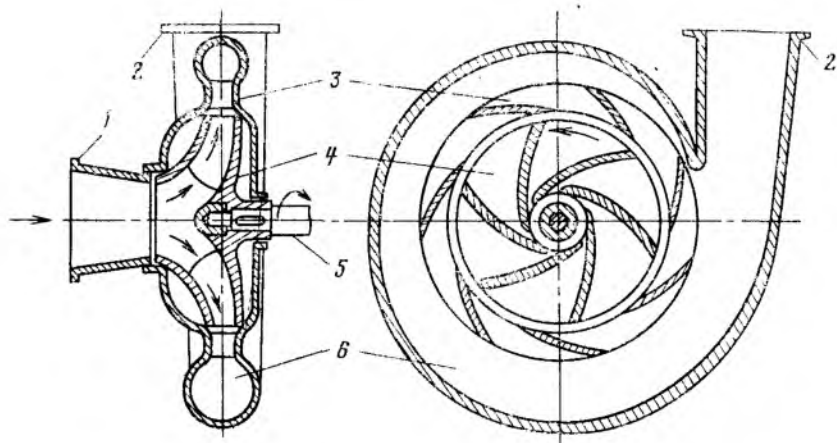


Рис. 2.2. Центробежный насос

щий аппарат 3. Спиральный канал (отвод) переходит в короткий диффузор, образующий нагнетательный патрубок 2, соединяемый обычно с напорным трубопроводом.

В зависимости от требуемых параметров, назначения и условий работы в настоящее время разработано большое число разнообразных конструкций центробежных насосов, которые можно классифицировать по следующим признакам:

по числу рабочих колес — одно- и многоступенчатые. В многоступенчатых насосах перекачиваемая жидкость проходит последовательно через ряд рабочих колес, насаженных на общий вал. Создаваемый таким насосом напор равен сумме напоров, развиваемых колесом. В зависимости от числа колес (ступеней) насосы могут быть двух-, трехступенчатыми и т. д.;

по создаваемому напору — на низко- (напор до 20 м), средне- (20—60 м) и высоконапорные (свыше 60 м);

по способу подвода жидкости к рабочему колесу — с одно- и двусторонним подводами, или так называемые двустороннего входа;

по способу отвода жидкости из рабочего колеса — на спиральные и турбинные. В спиральных насосах перекачиваемая жидкость из рабочего колеса поступает непосредственно в спиральный канал корпуса и затем либо отводится в напорный трубопровод, либо по переточным каналам поступает к следующим колесам. В турбинных насосах жидкость, прежде чем попасть в спиральный отвод, проходит через систему неподвижных лопаток, образующих особое устройство, называемое направляющим аппаратом;

по компоновке насосного агрегата (расположению вала) — горизонтальные и вертикальные;

по способу соединения с двигателем — на приводные, соединяемые непосредственно с двигателем с помощью муфты, и моноблочные, рабочее колесо которых устанавливается на удлиненном конце вала электродвигателя;

по роду перекачиваемой жидкости — на водопроводные, канализационные, теплофикационные (для горячей воды), кислотные, грунтовые и др.

Напор одноступенчатых центробежных насосов, серийно выпускаемых промышленностью, достигает 120 м, подача — 540 м³/ч. Серийные многоступенчатые насосы развивают напор до 2000 м при подаче 1000—1500 м³/ч. Что касается к. п. д., то в зависимости от конструктивного исполнения у крупных одноступенчатых насосов он изменяется в пределах 0,75—0,85 и у высоконапорных многоступенчатых в пределах 0,62—0,75. Параметры центробежных насосов специального изготовления, как одно-, так и многоступенчатых, могут быть значительно выше.

Осевые насосы. Рабочее колесо 1 (рис. 2.3) осевого насоса состоит из втулки, на которой закреплены лопатки, представляющие собой удобообтекаемое изогнутое крыло с закрученной передней, набегающей на поток кромкой.

Если рассматривать идеальную жидкость, движущуюся без потерь, и считать, что давление на бесконечном расстоянии постоянно, то при вызываемом вращением рабочего колеса перемещении профиля лопатки в массе жидкости согласно уравнению Бернулли, за счет изменения скорости течения давление над профилем должно повыситься, под профилем снизиться. Это создает силовое воздействие лопатки на поток, результирующая которого R может быть разложена на две составляющие:

силу Y , нормальную к направлению набегающего потока, которую называют подъемной силой, и силу X , направленную по потоку и называемую лобовым сопротивлением.

Подъемная сила, отнесенная к единице длины лопатки, определяется формулой, которая представляет частный случай общей теоремы Н. Е. Жуковского о подъемной силе, действующей на тело произвольной формы,

$$Y = C_y \rho l \frac{\omega_\infty^2}{2},$$

где C_y — коэффициент, зависящий от формы

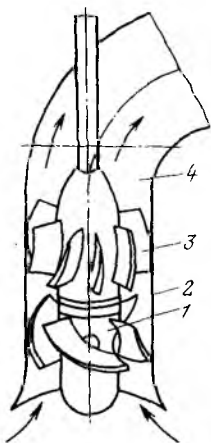


Рис. 2.3. Осевой насос

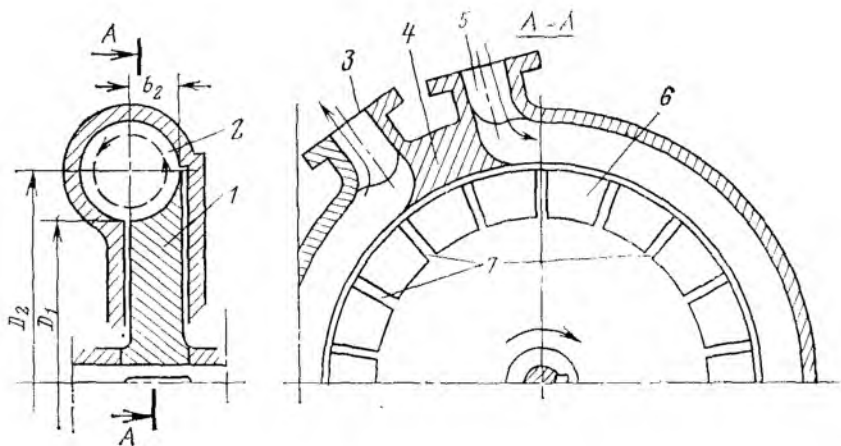


рис. 2.4. Вихревой насос

профиля и угла атаки α_∞ ; ρ — плотность среды; l — длина хорды профиля лопатки; ω_∞ — относительная скорость набегающего невозмущенного потока.

Рабочее колесо насоса вращается в трубчатой камере 2, в результате чего основная масса потока в пределах колеса движется через направляющий аппарат 3 в отвод 4 в осевом направлении, отсюда и название насоса — осевой.

Осевые насосы выпускаются двух модификаций — с жестко закрепленными на втулке лопатками рабочего колеса и с поворотными.

Изменение в определенных пределах угла установки лопаток рабочего колеса позволяет поддерживать высокий к. п. д. насоса в широком диапазоне изменения его рабочих параметров.

Вихревые насосы. Рабочее колесо 1 (рис. 2.4) вихревого насоса с внутренним D_1 и внешним D_2 диаметрами представляет собой плоский диск с короткими радиальными прямолинейными лопатками 7 шириной b_2 , расположенными по периферии колеса. В корпусе предусмотрена кольцевая полость, в которую и входят лопатки колеса. Внутренний уплотняющий выступ 4 плотно примыкает к наружным торцам и боковым поверхностям лопаток и разделяет всасывающий 5 и напорный 3 патрубки, соединенные с кольцевой полостью.

При вращении колеса жидкость увлекается лопатками и одновременно под воздействием центробежной силы закручивается. Таким образом, в кольцевой полости 2 работающего насоса образуется своеобразное парное кольцевое вихревое движение, отсюда и название насоса — вихревой. Отличительная особенность вихревого насоса заключается в том, что одна и та

же частица жидкости, двигаясь по винтовой траектории, на выходе от входа в кольцевую полость до выхода из нее многократно попадает в межлопаточное пространство 6 колеса, и каждый раз получает дополнительное приращение энергии, а следовательно, и напора. В результате этого вихревой насос в состоянии развить напор в 2—4 раза больший, чем центробежный насос, при одном и том же диаметре колеса, т. е. при одной и той же окружной скорости. Это, в свою очередь, значительно уменьшает габариты и массу вихревых насосов, в сравнении с центробежными.

Недостатки вихревых насосов: сравнительно невысокий к. п. д. (0,25—0,5) и быстрый износ их деталей при работе жидкостях, содержащих твердые частицы. Серийно выпускаемые вихревые насосы имеют подачу от 1 до 40 м³/ч и напор от 15 до 90 м.

2.1.4. Основные параметры насосов

Работа насоса и насосной установки характеризуется параметрами, наиболее важные из которых приведены ниже*. Необходимые обозначения параметров приведены на рис. 2.1.

Подача. Различают объемную и массовую подачу насоса. Объемная Q (массовая G) подача — это объем (масса) жидкости, подаваемой насосом через напорный патрубок в единицу времени. При этом не учитываются утечки жидкости, которые возможны в насосе через уплотнения и разгрузочные устройства. Сумма подачи и внутренних протечек называется полной подачей насоса.

Объемная подача измеряется обычно в м³/с; м³/ч; л/с; л/мин; массовая — в кг/с; кг/ч; т/ч.

Подача измеряется расходомерным устройством, установленным на напорном трубопроводе.

Объемная и массовая подачи находятся в соотношении: $G = \rho Q$, где ρ — плотность жидкости, кг/м³.

В отдельных случаях выделяют подачи: номинальную $Q_{ном}$ — по техническому паспорту насоса; оптимальную $Q_{опт}$ — в режиме максимального к. п. д. насоса; минимальную $Q_{мин}$ — минимально допустимую по условиям эксплуатации; максимальную $Q_{мах}$ — максимально допустимую по условиям эксплуатации.

Для эксплуатации представляет интерес отклонение подачи — разность подач — действительной и заданной или для заданного давления.

* Термины и определения взяты по ГОСТ 17398—72. Наряду с общепринятыми приведены также термины и единицы величин, часто используемые в практике.

Давление (или вакуум) — величина, определяемая зависимостью

$$p = p_k - p_n + \rho \frac{v_k^2 - v_n^2}{2} + \rho g(Z_k - Z_n), \quad (2.1)$$

где p_k и p_n — абсолютные давления соответственно на входе и выходе из насоса, Па; v_k и v_n — скорости движения жидкости соответственно на входе и выходе из насоса, м/с; Z_k и Z_n (см. рис. 2.1) — высоты точек замера давления, отсчитанные от произвольной горизонтальной плоскости сравнения (плоскость 0—0 на рис. 2.1), м.

Давление на входе в насос измеряется вакуумметром $MВ$ (см. рис. 2.1), на выходе — манометром M .

Удельная работа — работа, подводимая к насосу для перемещения единицы массы жидкой среды (ГОСТ 17398—72). В соответствии с этим определением удельная работа насоса — работа, совершаемая валом насоса, эквивалентная энергии, получаемой им от двигателя. Она расходуется на увеличение энергии жидкости, ее перемещение, покрытие потерь внутри насоса.

Указанный ГОСТ выделяет понятие полезной удельной работы $L_n = p/\rho$, где p — давление насоса, Па.

Очевидно, полезная удельная работа отличается от удельной работы на величину потерь энергии внутри насоса.

В практике широко используют понятие напора насоса, как величины, определяемой выражением $H = p/(\rho g) = p/\gamma$.

Ясно, что напор есть эквивалентная давлению насоса высота столба жидкости, подаваемой насосом. С учетом выражения (2.1) получаем

$$H = \frac{p_k - p_n}{\rho g} + (Z_k - Z_n) + \frac{v_k^2 - v_n^2}{2g}. \quad (2.1, a)$$

Если, к примеру, в процессе работы изменится температура перекачиваемой жидкости, то напор останется неизменным, а показания манометра (давление насоса) изменятся.

Напор насоса представляет собой сумму разностей удельных (отнесенных к единице массы) энергий перекачиваемой жидкости (на выходе и входе в насос): давления $(p_k - p_n)/(\rho g)$, статической $Z_k - Z_n$ и кинетической $(v_k^2 - v_n^2)/(2g)$.

В отдельных случаях выделяют напор: номинальный $H_{ном}$ — по техническому паспорту; оптимальный $H_{опт}$ — при максимальном к. п. д. насоса; при нулевой подаче H_0 — напор при $Q=0$.

Для эксплуатации представляет интерес отклонение напора — разность фактического напора и заданного для данной подачи.

Обычно величины $(Z_k - Z_n)$ и $(v_k^2 - v_n^2)/(2g)$ пренебрежимо малы по сравнению с энергией давлений. Поэтому напор насоса ориентировочно можно оценивать по показаниям манометра и вакуумметра на выходе и входе насоса:

$$H = \frac{p_k - p_n}{\rho g}$$

Кавитационный запас. Для обеспечения работы насоса без кавитации на входе в насос необходим избыток напора сверх напора $H = p_n/(\rho g)$, определяемого давлением насыщенного пара при температуре жидкости, перемещаемой насосом. Этот избыток напора носит название кавитационного запаса и определяется зависимостью

$$\Delta h = \frac{p_n + \rho \frac{v_n^2}{2} - p_n}{\rho g},$$

где p_n — давление насыщенного пара.

Кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных его параметров, называется допустимым кавитационным запасом $\Delta h_{\text{доп}}$.

Характерной величиной, определяющей работу насоса на стороне всасывания, является вакуумметрическая

$$\text{высота всасывания } H_v = \frac{p_o - \left(p_n + \rho \frac{v_n^2}{2} \right)}{\rho g},$$

где p_o — давление окружающей среды (абсолютное давление атмосферы).

Вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных параметров, называется допустимой вакуумметрической высотой всасывания $H_{\text{доп. в.}}$.

Величина H_v связана с геометрической высотой всасывания $H_{\text{вс}}$ (см. рис. 2.1), которая представляет собой разность уровня жидкости в приемном резервуаре и центра тяжести входного сечения в рабочее колесо насоса. Если уровень жидкости в приемном резервуаре располагается выше центра тяжести указанного сечения, то величина $H_{\text{под}}$ называется подпором (отрицательная геометрическая высота всасывания).

В заключение отметим, что кавитационный запас в значительной мере зависит от частоты вращения n , подачи Q и формы проточной части насоса.

Мощность. Полезная мощность насоса — мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкой среде,

$$N_{\text{п}} = Qp \quad (2.2)$$

$$\text{или } N_{\text{п}} = Q_{\text{м}} L_{\text{п}} = Q L_{\text{п}} \rho, \quad (2.3)$$

где Q — объемная подача насоса, м³/с; p — давление насоса, Па; Q_m — массовая подача насоса, кг/с; L_n — полезная удельная работа насоса, Дж/кг; N_n — полезная мощность насоса, Вт.

С учетом известных связей между p и L_n и напором H насоса формулы (2.2) и (2.3) приводятся к формуле общего вида

$$N_n = \rho Q g H / 1000,$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Мощность N — мощность, потребляемая насосом (подводимая на вал насоса от двигателя). Очевидно, $N > N_n$ на величину потерь мощности в насосе.

Коэффициентом полезного действия насоса называют отношение полезной мощности к мощности насоса: $\eta = N_n / N$ или

$$N = \frac{N_n}{\eta} = \frac{\rho Q g H}{1000 \eta}. \quad (2.4)$$

В практике различают характерные значения мощностей: номинальную (паспортную) $N_{ном}$ — мощность насоса при $Q_{ном}$, $H_{ном}$ и $n_{ном}$; оптимальную $N_{опт}$ — в режиме насоса с максимальным к. п. д.; при нулевой подаче N_0 — в режиме с $Q = 0$.

Мощность насосного агрегата N_a — мощность, потребляемая агрегатом (в случае электрического привода насоса N_a — электрическая мощность на зажимах электродвигателя).

Мощность насосного агрегата больше мощности насоса на величину потерь мощности в двигателе и передаче.

Коэффициент полезного действия насоса представляют как произведение трех коэффициентов, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе, $\eta = \eta_r \eta_{об} \eta_{мех}$, где η_r — гидравлический к. п. д. насоса — отношение полезной мощности к сумме мощностей — полезной и затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе (обычно $\eta_r = 0,90 \div 0,96$); $\eta_{об}$ — объемный к. п. д. насоса — отношение полезной мощности к сумме мощностей — полезной и теряемой вследствие внутренних протечек через зазоры и концевые уплотнения насоса (в нормальных конструкциях центробежных насосов $\eta_{об} = 0,96 \div 0,98$); $\eta_{мех}$ — механический к. п. д., характеризующий потери энергии от механического трения в подшипниках и уплотнениях насоса и от трения нерабочих поверхностей колеса о жидкость (в зависимости от конструкции насоса $\eta_{мех} = 0,84 \div 0,94$).

Гидравлические потери в насосе на всем участке движения перекачиваемой жидкости от входа в насос до выхода из него складываются из потерь — на трение жидкости о направляющие ее поверхности и вихревых. Первые потери зависят от шероховатости стенок и размеров проточной части и пропорциональны квадрату средней скорости течения.

Возникновение вихревых потерь зависит от многих факторов. Большие потери возникают при резком повороте потока и внезапном расширении сечения, так называемые потери на удар при отрыве потока от входных кромок лопаток колеса на режимах работы насоса, отличающихся от расчетного.

Если воспользоваться формулой (2.4) и определением гидравлического к. п. д., то

$$\eta_r = \frac{N_{\Pi}}{N} = \frac{\rho g H Q}{\rho g (H + h_r) Q} = \frac{H}{H + h_r}, \quad (2.5)$$

где N — сумма мощностей — полезной и затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе, кВт; N_{Π} — полезная мощность, кВт; h_r — потери напора за счет гидравлических сопротивлений в насосе, м.

Объемные потери обусловлены внутренним перетеканием жидкости через зазоры между вращающимся рабочим колесом и неподвижными деталями корпуса насоса из области высокого давления в область низкого давления. Например, в центробежном насосе (см. рис. 2.2) часть жидкости из спирального отвода в обход рабочего колеса может перетечь обратно во всасывающий патрубок; в этом случае она не поступит в напорный трубопровод, хотя на нее и была уже затрачена энергия. То же самое происходит и при протекании жидкости через кольцевую щель между внутренней поверхностью камеры и торцами лопастей рабочего колеса у осевых насосов (см. рис. 2.3).

Если подаваемая насосом в напорный трубопровод подача составляет Q , а перетекаемая через зазоры ΔQ , то фактическая подача рабочего колеса составит $Q + \Delta Q$; объемный к. п. д. насоса характеризуется отношением

$$\eta_{об} = \frac{Q}{(Q + \Delta Q)}.$$

Механические потери вызываются трением, связанным с вращением вала и рабочего колеса насоса. К ним относятся потери — в подшипниках, сальниках и возникающие в результате трения вращающихся внешних частей о жидкость.

Механический к. п. д. $\eta_{мех} = \frac{N - N_{мех}}{N}$, где N — $N_{мех}$ — гидравлическая мощность, т. е. мощность, передаваемая рабочим колесом насоса потоку жидкости; $N_{мех}$ — механические потери мощности.

Зная состав всех потерь, можно с их учетом определить мощность насоса N и его к. п. д. η .

На основании анализа потерь энергии в насосе получим:

$$N = N_{мех} + \rho g (Q + \Delta Q) (H + h_r).$$

С учетом формулы (2.5) имеем

$$\eta = \frac{H}{(H + h_r)} \frac{Q}{(Q + \Delta Q)} \frac{N - N_{\text{мех}}}{N},$$

т. е. к. п. д. насоса представляет собой произведение объемного, гидравлического и механического коэффициентов полезного действия.

Для оценки насосного агрегата в целом служит к. п. д. агрегата (насосной установки η_a , вычисляемый как отношение полезной мощности насоса к мощности агрегата.

Коэффициент полезного действия агрегата отражает все потери энергии в насосе, двигателе и передаче, и поэтому $\eta_a < \eta$.

Мощность приводного двигателя выбирается на основании формулы (2.4), но с учетом возможного отклонения режима работы насоса от его номинального (паспортного) режима. Чтобы не перегружать двигатель при любых режимах, его мощность выбирают с запасом $N_{\text{дв}} = kN$, где $k = 1,1 \div 1,25$ (запас тем больше, чем меньше N).

Коэффициент быстроходности. Сравнительной характеристикой лопастных насосов считают коэффициент быстроходности. Он характеризует конструктивные особенности серии подобных насосов и делает возможным подбор насосов для работы в заданных условиях с учетом соотношения подобия. Коэффициентом быстроходности η_s называется частота вращения такого насоса, который, развивая напор в 1 м, затрачивает мощность 0,736 кВт.

Аналитическое выражение коэффициента быстроходности можно определить, воспользовавшись уравнениями закона подобия (1.37) и (1.39) для однотипных насосов с рабочими колесами различных диаметров, работающих с переменной частотой вращения. Применив эти формулы к данному насосу и геометрически подобному ему с рабочим колесом диаметром D_s и частотой вращения n_s , получим

$$\frac{1}{H} = \left(\frac{n_s}{n}\right)^3 \left(\frac{D_s}{D}\right)^3 \quad \text{и} \quad \frac{0,736}{N'} = \left(\frac{n_s}{n}\right)^3 \left(\frac{D_s}{D}\right)^5.$$

Исключив из этих выражений D_s/D и заменив $N = QH\rho g$, найдем

$$n_s = 1,17n \frac{\sqrt{N}}{H^4 \sqrt{H}} = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (2.6)$$

При заданной частоте вращения n коэффициент быстроходности η_s увеличивается с ростом подачи и уменьшением напора H .

Коэффициент быстроходности при определенных условиях служит критерием гидродинамического подобия. Лопастные насосы можно классифицировать по коэффициенту быстроходности.

2.1.5. Графические характеристики насосов

Зависимости между основными параметрами насосов для различных режимов работы принято представлять в графической форме — в виде характеристики.

Характеристикой насоса называют графические зависимости основных его параметров от давления для объемных насосов и от подачи для динамических насосов при постоянных значениях частоты вращения ротора, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

В лопастных насосах при постоянных частоте вращения, размерах рабочих органов, вязкости и плотности жидкости существует определенная зависимость параметров от подачи Q (рис. 2.5). Кривая $H=f(Q)$, называемая напорной характеристикой, имеет особое значение при эксплуатации насосов. Характеристику насоса обычно получают экспериментально. Кривые $H(Q)$, $N(Q)$ и $\eta(Q)$ характеризуют энергетические качества насоса. Кривая дает представление о всасывающей способности насоса.

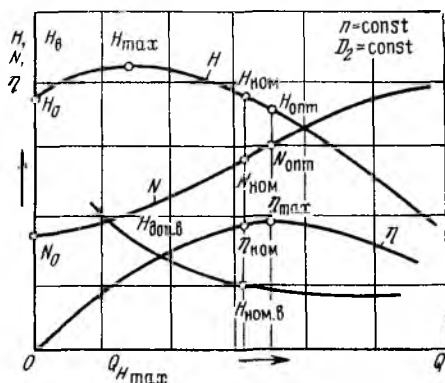
По характеристике выделяют режимы: оптимальный — режим работы насоса при наибольшем значении к. п. д.; номинальный — режим, обеспечивающий заданные технические параметры насоса. Номинальный режим должен находиться в рабочей части характеристики.

Рабочая часть характеристики — зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется длительная его эксплуатация (на рис. 2.5 от $H_{\text{опт}}$ до $H_{\text{ном}}$). Рабочая часть характеристики определяется допустимым значением снижения к. п. д. (на 2—3% максимального его значения).

Форма характеристики насоса зависит от конфигурации проточной части насоса, соотношения кинематических параметров потока в проточной части, вязкости жидкости и т. п. Всякое искусственное изменение формы характеристики воздействием на проточную часть связано со снижением к. п. д. насоса.

Напорная характеристика $H(Q)$ в общем случае представляет собой кривую, показывающую снижение напора при увеличении подачи. Степень снижения напора характеризуется крутизной напорной характеристики, которая определяется выражением $H_{\text{max}} - H_{\text{опт}}/H_{\text{опт}}$. Для центробежных насосов крутизна напорной характеристики находится в пределах 0,1—0,25.

Рис. 2.5. Характеристика лопастного насоса



Различают два вида напорной характеристики — стабильную и лабильную.

При стабильной характеристике напор непрерывно снижается от его значения при $Q=0$ во всем диапазоне подач. В этом случае каждому значению напора соответствует единственное значение подачи.

При лабильной характеристике (см. рис. 2.5) лишь на определенной части кривой напор уменьшается с увеличением подачи. Точка максимума $H_{\max}$ делит напорную характеристику на две ветви — западающую ($Q < Q_{n.\max}$) и ниспадающую ($Q > Q_{n.\max}$). Зона западания характеризуется отношением $Q_{n.\max}/Q_{\text{опт}}$, а глубина (степень) западания — отношением $H_{\max}/H_0$. При лабильной характеристике одному значению напора в диапазоне от H_0 до $H_{\max}$ соответствуют два значения подачи.

Форма характеристики мощности $N(Q)$ также зависит от типа насоса. Для центробежных насосов с увеличением подачи мощность постоянно возрастает от N_0 до $(0,4—0,6)N_{\text{опт}}$. В осевых насосах максимум мощности имеет место при нулевой подаче $Q=0$, а затем она уменьшается с увеличением Q . Поэтому во избежание перегрузки электродвигателя центробежные насосы следует пускать в работу при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, а осевые — при открытой.

Характеристика $\eta(Q)$ имеет максимум в оптимальном режиме, для центробежных насосов она имеет более пологую форму (широкий диапазон рабочей части характеристики).

Характеристика допустимой вакуумметрической высоты всасывания представляет собой непрерывно падающую кривую.

Безразмерные характеристики имеют лопастные насосы, они бывают относительными, которые удобны при сравнении насосов разных конструкций, получают их при отнесении теку-

ших значений характеристики к параметрам оптимального режима $\bar{Q} = Q/Q_{\text{опт}}$; $\bar{H} = H/H_{\text{опт}}$; $\bar{N} = N/N_{\text{опт}}$; $\bar{\eta} = \eta/\eta_{\text{опт}}$.

Обычно для серии подобных насосов дается одна безразмерная характеристика. Безразмерные коэффициенты подачи φ , напора ψ , мощности μ определяются соотношениями

$$\varphi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2}; \quad \psi = \frac{2gH}{u_2^2}; \quad \mu = \varphi\psi, \quad (2.7)$$

где D_2 — наружный диаметр рабочего колеса, м; b_2 — ширина рабочего колеса на выходе, м; u_2 — окружная скорость на выходе рабочего колеса, м/с.

Кавитационными характеристиками оценивается всасывающая способность динамических насосов. Такие характеристики представляют собой графические зависимости основных параметров H и N от кавитационного запаса при постоянных значениях частоты вращения вала насоса, подачи насоса, вязкости и плотности жидкости.

2.1.6. Аналитические характеристики насосов

В процессе проектирования водоотливных установок выбирается тип насосов для обеспечения расчетного режима их работы.

Для оценки работы насосов используют аналитические характеристики, которые связывают основные параметры. Эти зависимости по сравнению с графоаналитическими методами позволяют более точно определять подачу, напор, мощность и к. п. д. насоса и прогнозировать режимы работы водоотливных установок с помощью ЭВМ.

Рабочие характеристики насосов можно принять как отрезки прямых или параболических кривых в зависимости от свойств характеристик, выходящих за пределы рабочих зон насосов. Это обстоятельство позволяет представить аналитические выражения характеристик насосов $H=f(Q)$, $N=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$ в виде полных квадратичных трехчленов и квадратичной функции [9]:

$$H = H_0 + a_1 Q - a_2 Q^2; \quad (2.8)$$

$$N = N_0 + b_1 Q + b_2 Q^2; \quad (2.9)$$

$$\eta = Qc_1 + c_2 Q^2; \quad (2.10)$$

где a_1 , a_2 , b_1 , b_2 , c_1 и c_2 — опытные коэффициенты для каждого типа насосов.

Указанные зависимости справедливы в пределах, когда характеристики насосов могут быть приняты за прямую или квадратичную функцию; для каждого насоса эти зависимости

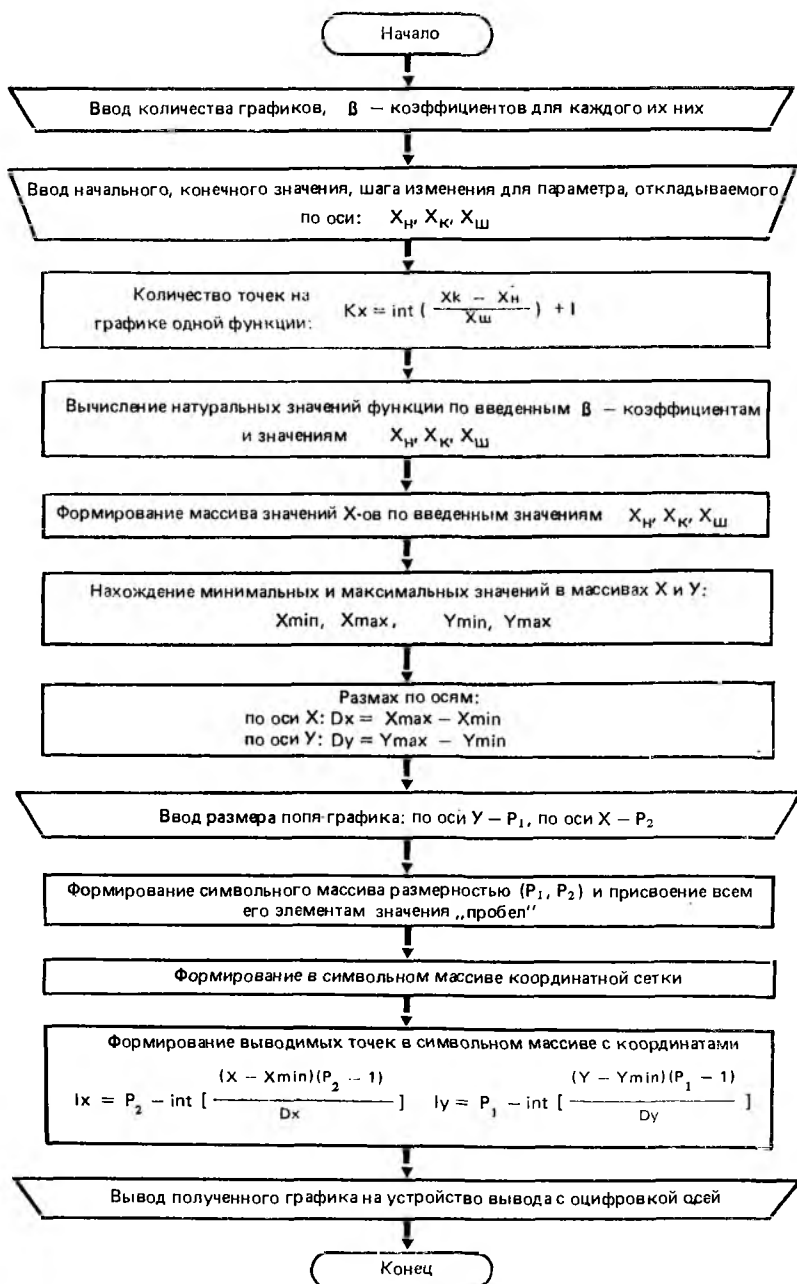


Рис. 2.6. Блок-схема для построения графической и аналитической зависимостей по данным экспериментальных исследований

с применением формул линейной корреляции приобретают вполне определенные аналитические выражения. При этом эмпирическая зависимость считается достоверной, если критерий достоверности $\delta > 3$ при числе точек $n_1 < 50$.

Критерий достоверности

$$\delta = r \sqrt{n_1 - 1}, \quad (2.11)$$

где r — коэффициент корреляции; n_1 — число опытных точек.

Проф. В. М. Попов рассмотрел пример вычисления постоянных коэффициентов в уравнениях (2.8) и (2.10) для насосов участкового водоотлива.

Приняты значения: $Q_1 = 12$ кг/с; $H_1 = 38,6$ м; $N_1 = 7,7$ кВт; $Q_2 = 25$ кг/с; $H_2 = 34,6$ м; $N_2 = 10,9$ кВт; $Q_3 = 33,3$ кг/с; $H_3 = 28$ м; $N_3 = 12,4$ кВт.

Подставляя эти значения в уравнение (2.8), получаем:

$$\begin{aligned} 38,6 &= H_0 + 12a_1 - 144a_2; \\ 34,6 &= H_0 + 25a_1 - 625a_2; \\ 28,0 &= H_0 + 33,3a_1 - 1109a_2. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Решая уравнение (2.12), получаем значения H_0 и коэффициентов a_1 и a_2 . Аналитическая характеристика насоса по определению напора имеет следующий вид:

$$H = 35,3 + 0,55Q - 0,023Q^2. \quad (2.13)$$

Для определения аналитической характеристики мощности насоса подставим значения Q и N в уравнение (2.9) и, решая его, определяем значения N_0 и коэффициентов b_1 и b_2 ; окончательно формула мощности имеет следующий вид

$$N = 3,8 + 0,36Q + 0,003Q^2. \quad (2.14)$$

Метод аналитических характеристик можно принять для определения затрат электроэнергии, расходуемой на подъем 1 кг воды,

$$H_{\text{уд}} = \frac{H}{\eta} = \frac{H_0 + a_1Q - a_2Q^2}{Q(c_1 + c_2Q)}. \quad (2.15)$$

Аналитические зависимости рудничных центробежных насосов приведены в табл. 2.1. Расчеты показывают, что погрешность при оценке совпадения опытных данных и расчетных характеристик не превышает 2,5—3 % [9].

Программа *GRAF* предназначена для построения графической и аналитической зависимостей по данным экспериментальных исследований. Результат работы программы (график) может быть выведен на дисплей, в файл, на алфавитно-цифровое построочно печатающее устройство (рис. 2.6).

Таблица 2.1

Насосы	Формула напора одного рабочего колеса, м $H = H_0 + a_1 Q - a_2 Q^2$	Формула к. п. д. $\eta = Q (c_1 + c_2 Q)$	Пределы изменяемая подача, м ³ /ч
ЦНС-44 — ЦНС38-220 ЦНС60-192 — ЦНС60-330 ЦНС-98 — ЦНС105-490 ЦНС130-85 — ЦНС180-425 ЦНС-120 — ЦНС300-600	$H = 27,3 + 0,128Q - 0,00828Q^2$ $H = 35,6 + 0,2813Q - 0,006338Q^2$ $H = 60,26 + 0,1321Q - 0,001707Q^2$ $H = 81,52 + 0,73Q - 0,00089Q^2$ $H = 58,67 + 0,04084Q - 0,000122Q^2$	$\eta = Q (0,03887 - 0,00059Q)$ $\eta = Q (0,0207 - 0,00016Q)$ $\eta = Q (0,01106 - 0,00004276Q)$ $\eta = Q (0,008821 - 0,00002677Q)$ $\eta = Q (0,004243 - 0,000006119Q)$	50 80 170 215 400 VVVVVV VVVVVV VVVVVV VVVVVV VVVVVV

Число одновременно выводимых кривых и размеры графика принципиально не ограничены, определяются лишь возможностями конкретной вычислительной установки.

Программа реализована на языке Бейсик (языковый процессор-интерпретатор) для ОС RT-11 и ее версий (ОСДВК, РАФОС, ФОДОС и др.). Не составляет труда ее перевод на ФОРТРАН и Паскаль, поддерживаемые системой, а также на указанные языки других систем.

Исходная информация для построения графиков — значения аргумента, откладываемого по оси x , и соответствующие им значения функций. Эти данные могут вводиться в программу в чистом виде (в виде соответствующих массивов значений) или определяться в программе. Последнее возможно, если известно аналитическое выражение для функции, например, как было реализовано в нашем случае, в виде полинома третьей степени вида $y = b_0 + b_1x + b_2x^2 + b_3x^3$.

Здесь нужно ввести значения коэффициентов $b_0 - b_3$, а также начальное, конечное значения и шаг приращения для x . Преимущество данного способа определения функций — возможность изменения числа выводимых на печать точек графика функции, что важно при изменении масштаба графика. При вводе же чистых значений коэффициентов и шага приращения для x ограничены разрешающей способностью устройства вывода. Аналитическое выражение функции может быть получено обработкой точек методом наименьших квадратов.

Другая вводимая информация — размер графика в позициях построочной печати (выводимое поле).

По введенным значениям параметра x определяется число точек на графике одной функции:

$$K_x = \text{int} \left(\frac{X_{\text{конечн}} - X_{\text{нач}}}{X_{\text{шаг}}} \right) + S.$$

По введенным или вычисленным значениям параметров X, Y определяется размах значений по осям X и Y :

$$D_x = X_{\text{max}} - X_{\text{min}};$$

$$D_y = Y_{\text{max}} - Y_{\text{min}},$$

где $X_{\text{max}}, X_{\text{min}}, Y_{\text{max}}, Y_{\text{min}}$ — соответственно максимальные и минимальные элементы в массивах значений X и Y .

Создается символьный массив с размерностью, равной числу позиций выводимого поля по осям Y и X , первоначальное значение каждого элемента которого — пробел. Затем, заменяя соответствующие его элементы на символы «—» и «I», мы создаем координатную сетку. Точки графиков могут быть обозначены символами «+»; «*»; «#» и др.

Для каждой точки исходной функции с координатами X и Y находят соответствующую ей точку внутри символьного массива с координатами I_y, I_x . Элементу символьного массива с координатами I_y, I_x присваивают новое значение «+»; «*» и др. Координаты I_x и I_y находят по правилу

$$I_x = P_2 - \text{int} \left[\frac{(X - X_{\text{min}})(P_2 - 1)}{D_x} \right];$$

$$I_y = P_1 - \text{int} \left[\frac{(Y - Y_{\text{min}})(P_1 - 1)}{D_y} \right].$$

Здесь P_1 и P_2 — размеры выводимого поля (в позициях печати) по осям Y и X .

Сформированный таким образом массив представляет готовый к выводу график функций. При выводе он оцифровывается. Соединив по лекалу выведенные на печать точки, можно получить непрерывный график кривой.

2.1.7. Кавитация в лопастных насосах.

Предельно допустимая высота всасывания

При засасывании насосом жидкости из колодца давление во всасывающем трубопроводе по мере продвижения жидкости в насос падает и при входе ее в колесо может стать меньше давления упругости насыщенных паров жидкости, т. е. происходит активное холодное кипение. Образовавшиеся при входе паровые пузырьки в области повышенного давления на выходе рабочего колеса мгновенно конденсируются, что сопровожда-

ется характерными потрескиваниями, шумами. Это явление носит название кавитации насоса. При сильном развитии кавитации может произойти полный срыв работы насоса.

Кавитацию сопровождает ряд нежелательных в эксплуатации насосов явлений:

эрозия материалов стенок. Образовавшиеся пузырьки пара, попадая в область повышенных давлений, мгновенно конденсируются; при смыкании окружающие пузырек частицы жидкости движутся ускоренно к центру пузырька и сталкиваются при полном исчезновении пузырька, создавая мгновенное местное повышение давления, которое может достигать больших значений. Такие усилия на рабочих поверхностях каналов приводят к сильным ударам, выщербливанию, разъеданию материала стенок;

повышение вибрации, которая приводит к быстрому изнашиванию подшипников;

быстрая коррозия рабочих органов насоса при выделении паров химически активной жидкости;

сужение проходного сечения подводящих каналов и полный срыв работы насосов при активном холодном кипении, что связано с выделением растворенных газов, в том числе и воздуха, из жидкости при прохождении ею области вакуума.

Основное средство предотвращения кавитации, обеспечивающее нормальную работу центробежного насоса в шахтных условиях, — правильный выбор высоты всасывания.

Предельную высоту всасывания $H_{в.г}$ центробежного насоса с учетом уравнения Д. Бернулли (если принять за плоскость сравнения уровень жидкости в резервуаре) можно определить по формуле¹

$$H_{в.г} \leq \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{н.п}}{\rho g} - \frac{v_b^2}{2g} - \Delta h_b - h_{п.вс}, \quad (2.16)$$

где p_a — абсолютное давление в резервуаре; $p_{н.п}$ — давление упругости насыщенных паров жидкости; v_b — скорость жидкости во всасывающем патрубке насоса; Δh_b — потери в трубопроводе от места присоединения вакуумметра до области минимального давления $p_{min}/(\rho g) \geq p_{н.п}/(\rho g)$; $h_{п.вс}$ — гидравлические потери во всасывающем трубопроводе.

При перекачивании жидкости из открытого резервуара на поверхности жидкости принимается атмосферное давление

¹ Насосы и компрессоры/С. А. Абдурасшитов, А. А. Тупиченков, И. М. Вершинин, С. М. Тенеиголец. М., Недра, 1974.

$p_a = 10^5$ Па. Для этого случая, если пренебречь всеми потерями всасывающей линии и принять для воды давление упругости паров равным $p_{н.п}/(\rho g) \approx 2666,4$ Па, предельная высота всасывания составит около 10 м. Для бензина эта высота, как правило, не превышает 5 м. Следует иметь в виду, что атмосферное давление p_a изменяется во времени, колеблясь около его среднего значения для данной местности. С повышением отметки над уровнем моря величина $p_a/(\rho g)$ уменьшается:

Высота над уровнем моря, м	0	500	1000	2000
$p_a/(\rho g)$, м	10,3	9,7	9,2	8,1

При расчетах по формуле (2.16) высота всасывания $H_{в.г}$ может быть величиной положительной ($H_{в.г}$ — высота всасывания), с нулевым значением (работа насоса в режиме кавитации) и отрицательной ($H_{в.г}$ — высота подпора).

На рудниках и приисках применяются две схемы расположения насосов по отношению к уровню воды в водосборнике: уровень воды в водосборнике располагается ниже оси рабочего колеса — положительная высота всасывания; уровень воды в водосборнике располагается выше оси рабочего насоса — отрицательная высота всасывания.

Из формулы (2.16) следует, что максимального значения высота всасывания достигает при условии

$$\frac{p_{н.п}}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + \Delta h_v + h_{п.вс} = 0.$$

Кавитация в насосе развивается при $H_{в.г} = 0$, т. е. когда выполняется равенство [1]

$$\frac{p_a}{\rho g} = \frac{p_{н.п}}{\rho g} + \frac{v_v^2}{2g} + \Delta h_{v \max} + h_{п.вс}.$$

Для бескавитационной работы насоса слагаемые правой части этого уравнения в сумме не должны превышать значения $p_a/(\rho g)$. Рассмотрим составляющие последнего равенства: $p_{н.п}/(\rho g)$ — давление упругости паров перекачиваемой жидкости, с увеличением температуры оно растет и может достичь значения $p_{н.п}/(\rho g) = p_a/(\rho g)$, при котором наступает кипение жидкости и развивается кавитация. Высота всасывания $H_{в.г}$ в этом случае будет равна нулю. Для успешной перекачки необходимо создать условия, исключающие кипение жидкости. С этой целью либо понижают температуру жидкости, либо создают избыточное давление над ее поверхностью;

$v_v^2/(2g)$ — скоростной напор, пропорциональный скорости потока во всасывающем трубопроводе. Скорость жидкости до оптимального значения можно уменьшить, увеличивая диаметр

всасывающего трубопровода (диаметр всасывающего патрубка насоса выполняется, как правило, больше диаметра напорного), или путем устройства многопоточных подводов равных диаметров к лопастному насосу, когда невозможно или нецелесообразно увеличивать диаметр всасывающей линии;

$\Delta h_{в\max}$ — максимальное динамическое падение давления в области колеса, или, как принято считать, от места присоединения вакуумметра до области минимального давления, когда $p_{\min}(\rho g) \geq p_{н.п}/(\rho g)$.

Для вычисления максимального динамического падения давления при входе воды в колесо первой ступени (минимального кавитационного запаса энергии на всасывание) С. С. Рудневым предложено уравнение

$$\Delta h_{в\max} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3}, \quad (2.17)$$

где n — частота вращения вала насоса, c^{-1} ; Q — подача (для колеса с двусторонним подводом принимается $2Q$); c — постоянная, характеризующая конструкцию насоса (для обыкновенных насосов $c = 800 \div 1000$).

Уравнение (2.17) раскрывает зависимость $\Delta h_{в\max}$ от основных параметров насоса и позволяет частоту вращения выбирать в функции Q , а также допустимой высоты всасывания. Чем выше $\Delta h_{в\max}$ насоса, тем меньше допустимая высота всасывания; $h_{п.пс}$ — гидравлические потери во всасывающем трубопроводе определяются по известным формулам гидравлики. Чем меньше потери энергии на местные сопротивления всасывающей линии, тем больше может быть высота всасывания $H_{в.г}$. Если $h_{п.пс} = p_n/(\rho g)$ (например, при значительном прикрытии задвижки), то может возникнуть кавитация насоса. Поэтому не рекомендуется на всасывающем трубопроводе устанавливать задвижки, фильтры тонкой очистки и др.

Всасывающая способность центробежных насосов имеет важное значение для бесперебойной работы водоотливных установок, и при расчете высоты всасывания необходимо учитывать ее снижение из-за повышения температуры шахтных вод, их загрязненности, увеличения плотности, повышения давления водяных паров, при расчете также учитывают высоту расположения высокогорных рудников.

Скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе увеличивает гидравлические потери, способствуя образованию кавитации, поэтому при расчете всасывающего трубопровода следует принимать скорость движения жидкости не более 1,25—1,5 м/с. Возникновению кавитации способствует и завихрение в потоке жидкости перед входом в колесо, что также понижает подачу насоса.

Водоотливные установки могут бесперебойно работать при надежно выполненной системе всасывания с минимальными гидравлическими сопротивлениями.

2.1.8. Осевая нагрузка на рабочее колесо центробежного насоса

При работе центробежного насоса на лопастное колесо действует осевое гидравлическое давление (рис. 2.7), стремящееся сдвинуть вал с насаженным на него колесом в сторону, обратную направлению движения жидкости, входящей в колесо.

Давление со стороны всасывания в кольцевом пространстве всегда меньше давления на противоположной стороне диска рабочего колеса. Если с правой стороны колеса сила давления p_2 действует на кольцевую поверхность диска диаметрами D_1 и D_2 , то с левой стороны его действие ограничивается кольцевой поверхностью диаметрами D_2 и D_1 . Отсюда следует, что полное давление на рабочее колесо с односторонним входом жидкости справа и слева неодинаково.

Если не учитывать площади сечения вала диаметром d , то сила на диск рабочего колеса справа $F_2 = p_2 \frac{\pi D_2^2}{4}$.

Сила на рабочее колесо слева $F_1 = p_1 \frac{\pi D_1^2}{4} + p_2 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)$.

Результирующая этих сил называется осевым усилием и определяется формулой [1]

$$F_o = F_2 - F_1 = \frac{p_2 \pi D_2^2}{4} - \left[p_1 \frac{\pi D_1^2}{4} + p_2 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \right]$$

или

$$F_o = \frac{\pi D_1^2}{4} (p_2 - p_1). \quad (2.18)$$

Из формулы (2.18) следует, что осевое усилие направлено в сторону всасывания ($p_2 > p_1$), в результате чего создается усилие вдоль оси вала, стремящееся сдвинуть рабочее колесо в сторону всасывания. Осевая сила тем больше, чем больше

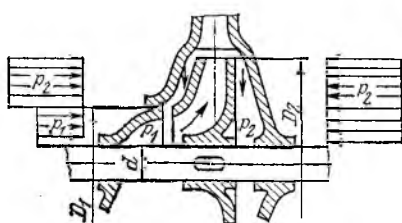


Рис. 2.7. Схема осевого давления

диаметр входа и чем больше разность давлений $p_2 - p_1$. Формула (2.18) приближенна, так как она не учитывает реактивное давление жидкости при движении в рабочем колесе, которое возникает вследствие изменения направления потока жидкости от осевого к радиальному. Осевое усилие смещает рабочее колесо, жестко насаженное на вал насоса, что приводит к нагреву подшипников, а при значительном смещении ротора насоса рабочее колесо может прийти в соприкосновение с неподвижными стенками корпуса. Это может вызвать истирание стенок рабочего колеса и увеличение расхода мощности, а в отдельных случаях поломку насоса.

Осевое усилие в насосе даже на одно колесо может быть значительным; в многоступенчатых насосах снятие осевого усилия возможно только с помощью специальных устройств.

Осевое усилие может быть снято или значительно уменьшено:

применением рабочего колеса с двусторонним всасыванием; перепуском жидкости из полости зазора заднего диска во всасывающий патрубок. В этом случае площадь сечения перепускной разгрузочной трубы должна быть не менее чем в 4 раза больше площади зазора между уплотнением колеса и корпусом насоса. Сальник на напорной стороне будет находиться под давлением всасывания;

устройством отверстий во втулке рабочего колеса. Этот способ снижает к. п. д. насоса на 4—6 %, поэтому разгрузку предпочтительнее выполнять с помощью перепускной трубы;

установкой радиальных ребер на заднем диске колеса (способ широко применяется в конструкции колес для перекачки кислот);

установкой радиально-упорных или упорных подшипников, воспринимающих осевое усилие.

В многоступенчатых насосах осевые силы уравниваются двумя способами: противонаправленной установкой колес и соответствующей системой перевода от колеса к колесу; применением разгрузочного диска (гидравлической пяты).

Применением сдвоенных колес или симметричным расположением колес можно добиться уравнивания осевого усилия. Небольшое осевое усилие, которое может возникнуть при неточном изготовлении сдвоенного колеса или при неодинаковом износе уплотнений, может быть уравнено небольшой пятой или установочным кольцом на валу.

Довольно просто уравнивание осевого усилия достигается просверливанием нескольких отверстий (обычно от четырех до восьми) в заднем диске рабочего колеса (рис. 2.8, а); для предотвращения при этом больших утечек устанавливают уплотнительное кольцо. В задней полости благодаря отверстиям создается давление, примерно равное p_1 , чем и достигается почти

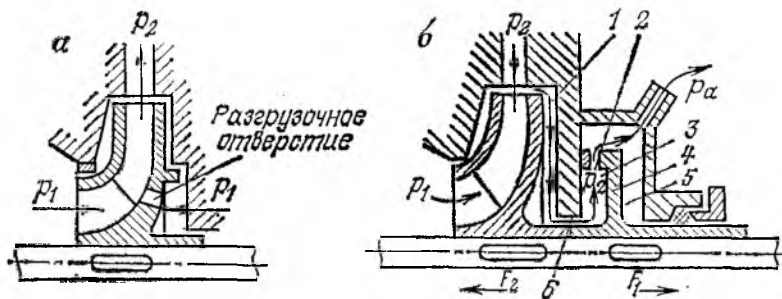


Рис. 2.8. Схема уравнивания осевого усилия центробежного насоса:
а — разгрузочными отверстиями; *б* — разгрузочным диском; F — осевое усилие на рабочее колесо; p_1 и p_2 — давление соответственно на входе и выходе из рабочего колеса

полное уравнивание. Недостатки этого способа — большие утечки жидкости и снижение к. п. д. (уменьшение к. п. д. происходит за счет нарушения гидравлической схемы и за счет утечек).

Уравнивание при помощи разгрузочного диска 4 (рис. 2.8, б) достигается насаживанием последнего на вал и подводом к нему жидкости под высоким давлением p_2 (от последнего рабочего колеса) через заднюю полость 1 рабочего колеса, зазор 6 и переднюю полость 3 камеры. Вследствие более высокого давления в полости 3, чем в полости 5, жидкость через зазор 2 будет перетекать в полость 5. Эту жидкость с давлением p_a необходимо отводить в колодец или во всасывающую трубу, иначе давление в полостях 3 и 5 быстро выровняется и устройство перестанет действовать. Жидкость, попав в полость 3, будет стремиться сдвинуть разгрузочный диск 4 вправо, чем и компенсируется осевое усилие, действующее в данном случае влево. Описанное устройство автоматически приспосабливается к переменному значению осевого усилия. В самом деле, при увеличении давления в полости 3 зазор 2 увеличивается, вследствие чего давление в полости 3 снижается, и поэтому разгрузочный диск перемещается вправо, пока не наступает равновесие, т. е. $F_1 = F_2$. Наоборот, при недостаточном давлении в полости 3 зазор 2 уменьшается и разгрузочный диск движется влево, пока не наступает уравнивание осевого усилия.

2.1.9. Влияние внешнего угла наклона лопатки на характеристику лопастных насосов

Основные параметры лопастных насосов (подача, напор, мощность и коэффициент полезного действия) находятся в определенной зависимости, которая лучше всего уясняется из рас-

смотрения характеристических кривых. Основная характеристика насоса — зависимость развиваемого напора от подачи — $H=f(Q)$ — при постоянной частоте вращения.

Для изучения влияния внешнего угла β_2 наклона лопатки на характеристику насоса $H=f(Q)$ воспользуемся основным уравнением турбомашин при условии, что поток жидкости на входе в колесо не закручен (см. рис. 1.11),

$$H_T = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (2.19)$$

и уравнением (1.28), которое имеет следующий вид:

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \frac{Q_T \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \psi u_2 D_2^2} \right), \quad (2.20)$$

где $\psi = b_2/D_2$.

При $n = \text{const}$ окружная скорость u_2 будет постоянной. Очевидно, что для рассматриваемого насоса диаметр D_2 , ширина лопатки b_2 и $\operatorname{ctg} \beta_2$ также постоянные величины. Обозначая постоянные величины через коэффициенты A и B :

$$\frac{u_2^2}{g} = A; \quad \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi g D_2^2 \psi} = B,$$

получаем $H_T = A - BQ_T$.

Таким образом, зависимость H_T от Q_T выражается уравнением первой степени, которое в координатах H_T от Q_T графически изображается прямыми линиями; наклон этих прямых зависит от значения углового коэффициента β_2 , являющегося функцией угла β_2 .

На рис. 1.13 дана графическая интерпретация уравнения (2.20) для различных значений угла наклона лопатки β_2 . Проанализируем положение прямых линий при трех формах лопаток: $\beta_2 < \pi/2$, $\beta_2 = \pi/2$ и $\beta_2 > \pi/2$.

Проследим, как меняется напор H_T от угла β_2 . Размеры рабочего колеса выберем такими, чтобы при изменении угла соблюдались три условия: 1) $v_1 = v_{2r} = v_2 \sin \alpha_2$, где v_{2r} — радиальная скорость выхода жидкости из рабочего колеса; 2) $Q = \text{const}$; 3) $n = \text{const}$.

Рассмотрим три указанные формы лопатки.

Лопатки загнуты назад ($\beta_2 < \pi/2$). Выберем β_2 таким, чтобы $\alpha_2 = 90^\circ$, тогда согласно уравнению (2.19) имеем (поскольку $\cos \alpha_2 = \cos 90^\circ = 0$) $H_T = 0$, при этом $v_2 = v_{2r}$, тем самым получено предельное значение для угла β_2 . При дальнейшем уменьшении угла β_2 будем иметь $\alpha_2 > 90^\circ$, следовательно, H_T станет величиной отрицательной, и насос будет работать как турбина. При $\beta_2 < \pi/2$ (лопатки загнуты назад) $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$,

поэтому с ростом Q_T напор H_T , развиваемый насосом, и, следовательно, зависимость теоретического напора (см. рис. 1.13, прямая 1) от подачи имеет убывающую прямую. Наклон прямой 1 будет тем больше, чем больше $\operatorname{ctg} \beta_2$, т. е. чем меньше угол β_2 .

Лопатки оканчиваются радиально ($\beta_2 = \pi/2$). При $\beta_2 = 90^\circ$ $v_2 \cos \alpha_2 = u_2$, поэтому общий напор $H_T = u_2^2/g$, скоростной, или динамический, напор

$$H_d = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2 - v_2^2 \sin^2 \alpha_2}{2g} = \frac{v_2^2 \cos^2 \alpha_2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g},$$

т. е. одну половину общего напора составляет скоростной напор, другую статистический

$$H_{ст} = H_{пол} - H_d = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g}.$$

При $\beta_2 = \pi/2$ (лопатки направлены радиально) $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$, следовательно, второй член уравнения (2.20) равен нулю, тогда $H_T = u_2^2/g$, т. е. график зависимости $H_T = f(Q_T)$ выражается прямой 2 (см. рис. 1.13), параллельной оси абсцисс и отсекающей на оси ординат отрезок $H_T = u_2^2/g$.

Лопатки загнуты вперед ($\beta_2 > \pi/2$). Угол β_2 выбираем так, чтобы $v_2 \cos \alpha_2 = 2u_2$. Тогда общий напор $H_T = 2u_2^2/g$, скоростной, или динамический,

$$H_d = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2 - v_2^2 \sin^2 \alpha_2}{2g} = \frac{v_2^2 \cos^2 \alpha_2}{2g} = \frac{4u_2^2}{2g} = \frac{2u_2^2}{g},$$

т. е. весь напор динамический, а статический равен нулю ($H_{ст} = 0$).

При $\beta_2 > \pi/2$ (лопатки загнуты вперед) $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$ — второй член уравнения (2.20) изменит знак минус на плюс. В этом случае с увеличением подачи возрастает напор, причем тем больше, чем больше β_2 . График зависимости $H_T = f(Q_T)$ выразится прямой 3, поднимающейся вверх. При $Q_T = 0$ начальная ордината прямой 3 $H_T = u_2^2/g$ (см. рис. 1.13).

Из изложенного выше следует, что лопатки, загнутые вперед, дают наибольший напор, однако большую часть его составляет скоростной напор. Но так как скоростной напор необходимый для транспортирования жидкости, может быть достаточно малого значения, ибо скорость в нагнетательном трубопроводе обычно находится в пределах $v = 1,5 \div 2,5$ м/с, а при транспортировании жидкости существенную роль играет статистический напор, поэтому скоростной напор необходимо превратить в статистический, что связано с большими потерями энергии. Поэтому для центробежных насосов принимают

$\beta_2 < 90^\circ$, т. е. используют лопатки, загнутые назад. Обычно β_2 составляет от 14 до 60° (в основном $20\text{--}30^\circ$).

Для получения действительной характеристики насоса необходимо внести поправки на гидравлические (в проточной части насоса), объемные и механические потери и на конечное число лопаток.

Теоретический напор H_T при конечном числе лопаток будет меньше теоретического при бесконечном числе лопаток. Уменьшение теоретического напора учитывается поправочным коэффициентом k на конечное число лопаток. Поэтому линия теоретической характеристики $Q_T\text{—}H_T'$, учитывающая поправку на конечное число лопаток, понизится и определится на оси H отрезком $H_T' = kH_T$ или $H_T' = ku_2^2/g$.

Прямые 4 и 5 пересекаются на оси Q , если принять, что коэффициент k не зависит от подачи, или ниже оси Q , если k зависит от подачи. Потери сопротивления протеканию жидкости при турбулентном движении практически можно считать пропорциональными квадрату подачи, т. е. $k_n = f(Q^2)$. Таким образом, графически потери от трения в каналах изображаются параболой с вершиной в начале координат. Откладывая значения этих потерь вниз от линии 5, получаем кривую 6.

Потери на удар при входе жидкости на лопатки или в направляющий аппарат вызываются резким изменением направления средней скорости.

Для расчетной подачи Q_p углы наклона лопаток при входе и выходе из колеса или направляющего аппарата подбирают таким образом, чтобы не было потерь от удара, т. е. чтобы $h_{уд} = 0$. При изменении подачи появляются потери на удар, пропорциональные квадрату отклонения подачи,

$$h_{уд} = k'(Q_x - Q_p)^2.$$

Графически этому уравнению соответствует параболическая кривая 6 с вершиной в точке безударного входа ($h_{уд} = 0$ при $Q_x = Q_p$).

В соответствии с уравнением Д. Бернулли для увеличения статистического (полезного) напора необходимо значительно уменьшить скорость потока у выходного патрубка. Из законов гидродинамики жидкости известно, что всякое изменение скорости потока сопровождается потерями, прямо пропорциональными квадрату потерянной скорости.

При построении кривой 6 не принималась в расчет утечка воды через зазоры. Если учитывать эти утечки, то полученные напоры H будут соответствовать меньшим фактическим подачам насоса и действительная характеристика $Q\text{—}H$ несколько сместится влево. Так как утечки в современных конструкциях центробежных насосов не превышают 5 %, смещения характеристики незначительны.

К механическим потерям относятся потери на трение дисков колеса о жидкость и на трение в подшипниках и сальниках. Эти потери почти не влияют на характеристику насоса, поэтому они здесь не рассматриваются.

Для получения характеристик насосов расчетным путем важно тщательно подобрать коэффициенты потерь, от которых зависят подача и напор насоса. Поэтому при расчете режима работы насоса пользуются опытными характеристиками, которые получают при испытании насосов. Насосы, изготавливаемые отечественными заводами, подвергаются испытаниям в соответствии с ГОСТ 6134—87. Мелкие и средние насосы испытывают на заводском испытательном стенде. Крупные насосы допускается испытывать на месте эксплуатации при частоте вращения, отличающейся от номинальной не более чем на 5 %.

На основании опытных измерений вычисляют напор и коэффициент полезного действия насоса по формулам (2.1, а) и (2.4) для соответствующей подачи при постоянной частоте вращения. Полученные значения напора, мощности и коэффициента полезного действия для ряда значений подачи можно представить в виде системы точек в координатах H , N , η и Q (см. рис. 2.5). Соединяя соответствующие точки плавными линиями, получаем кривые зависимости рассматриваемых параметров от подачи насоса при постоянной частоте вращения и определенном диаметре рабочего колеса.

Полученные кривые $Q-H$, $Q-N$, $Q-\eta$ называются характеристиками центробежного насоса и вписываются в паспорт насоса.

Форма характеристики $Q-H$ зависит от коэффициента быстроходности насоса n_s : чем больше коэффициент быстроходности, тем круче кривая $Q-H$. Режим работы насосов, имеющих стабильную рабочую характеристику $Q-H$, протекает устойчиво по всей линии характеристики.

При стабильной пологой характеристике напор насоса даже при значительном изменении подачи изменяется незначительно. Насосы с пологими характеристиками целесообразнее в системах, где при постоянном напоре необходимо регулирование подачи в широких пределах.

2.1.10. Характеристика трубопровода и фактическая подача насоса

Работа насоса на трубопровод связана следующими зависимостями:

$$H = f(Q); \quad h_w = f(Q),$$

где H и Q — соответственно напор (м) и подача (м³/с) насоса, м; h_w — гидравлическое сопротивление коммуникаций насосной станции и сети, м.

Аналитический расчет режимной точки работы насоса довольно трудоемкий процесс, так как приходится оперировать тремя переменными величинами, которые находятся между собой в функциональной зависимости.

В практике проектирования и анализа режимов работы насосов широко применяется метод графо-аналитического расчета совместной работы системы насосы — сеть.

Требуемый напор для подачи воды на поверхность рудника

$$H = H_r + h_{\omega \text{ вс}} + h_{\omega \text{ н}}, \quad (2.21)$$

где $h_{\omega \text{ вс}}$ и $h_{\omega \text{ н}}$ — потери напора в линии соответственно всасывающей и нагнетательной, м.

Насосы в системе работают в соответствии с характерной для них зависимостью между Q и H , т. е. график работы насоса определяется его рабочей характеристикой $Q-H$. Для построения графической характеристики $Q-H$ системы насосы — сеть воспользуемся известными уравнениями гидравлики.

Потери напора в трубопроводах h_{ω} складываются из потерь на преодоление трения при движении жидкости по трубопроводу h_l и потерь на преодоление сопротивлений в его фасонных частях (местных сопротивлений) h_m , т. е. $h_{\omega} = h_l + h_m$.

Гидравлические потери по длине трубопровода

$$h_l = \lambda \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g} \quad \text{или} \quad h_l = k \frac{Q^2 l}{D^5},$$

где l — длина трубопровода, м; λ и k — коэффициенты потерь напора; D — расчетный внутренний диаметр трубопровода, м; v — средняя скорость движения воды, м/с; Q — подача, м³/с; g — ускорение свободного падения, м/с².

Для определения потерь напора по длине трубопровода при построении его характеристики $Q-H_{\text{тр}}$ следует воспользоваться формулой $h_l = R_c Q^2$, где $R_c = 0,0815 \frac{\lambda l}{d^5}$ — сопротивление трубопровода, с²/м⁵.

Местные сопротивления

$$h_m = \sum \xi \frac{v^2}{2g},$$

где ξ — коэффициент местных сопротивлений; v — средняя скорость движения жидкости по трубопроводу, м/с.

При сопряжении каналов различного проходного сечения значения ξ отнесены к меньшей площади f_1 . Для отнесения значений ξ к большей площади f_2 они должны быть умножены на отношение $(f_2/f_1)^2$.

Выход потока из трубы в неограниченный объем не является местным сопротивлением, но при этом теряется кинетическая

энергия потока и это учитывается коэффициентом местного сопротивления $\xi=1$.

При построении графической характеристики $Q-H_{\text{тр}}$ сложной трубопроводной системы удобнее пользоваться формулой

$$H = H_r + (R_v + R_n) Q^2, \quad (2.22)$$

где R_v и R_n — приведенное сопротивление соответственно всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

На основании формулы (2.22) напор насоса можно выразить как функцию подачи Q

$$H = H_r + R_v Q^2 + R_n Q^2 = H_r + R_c Q^2, \quad (2.23)$$

где H_r — геометрическая высота подъема жидкости, м; R_c — приведенное сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

Из формулы (2.23) следует, что напор, развиваемый насосом, затрачивается на подъем жидкости на геометрическую высоту H_r и преодоление сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Графическая характеристика $Q-H_c$ носит название характеристики сети. Точка пересечения характеристик насоса $Q-H_n$ и сети $Q-H_c$ есть режимная точка A работы насоса. Координаты этой точки соответствуют фактической подаче и требуемому напору при работе насоса на нагнетательный трубопровод.

2.1.11. Параллельная и последовательная работа насосов

Параллельной работой насосов называется одновременная подача перекачиваемой жидкости несколькими насосами в общий напорный коллектор. Необходимость параллельной работы нескольких одинаковых или разных насосов возникает в тех случаях, когда невозможно обеспечить требуемый расход воды подачей одного насоса.

При проектировании совместной работы центробежных насосов необходимо знать их характеристики; подбирать насосы следует с учетом характеристики трубопровода.

Центробежные насосы могут работать параллельно только при одинаковом напоре. Если один из насосов имеет бóльшую подачу и напор, то насос, имеющий меньшую подачу и напор, будет работать на преодоление сопротивления, создаваемого первым насосом, и его подача на общий трубопровод будет равна нулю. Кроме того, может случиться, что вода от насоса с бóльшей подачей частично будет поступать обратным током через насос с меньшей подачей в резервуар. Поэтому для параллельной работы следует подбирать насосы однотипные, а в крайнем случае с незначительно отличающимися напорами и подачами.

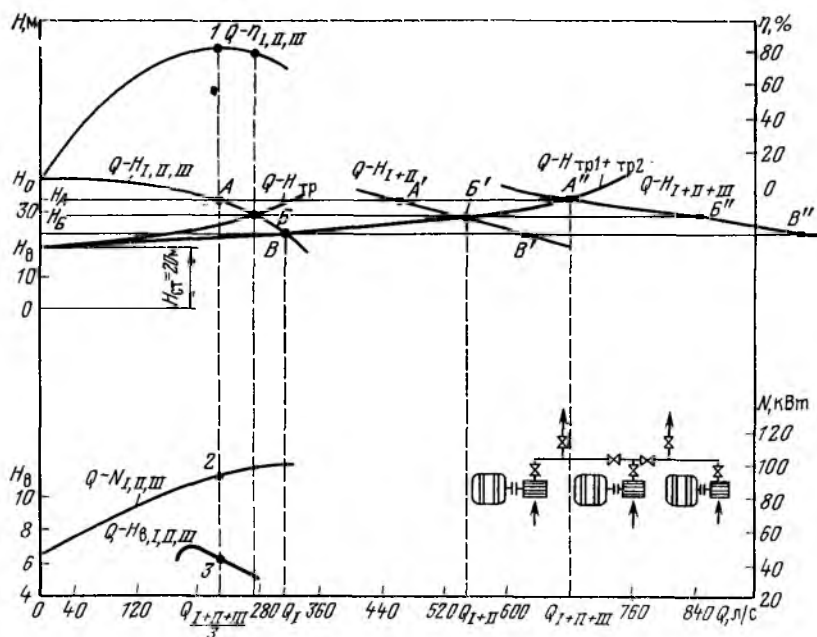


Рис. 2.9. Характеристика параллельной работы трех одинаковых насосов на два трубопровода

Параллельную работу насосов применяют весьма часто там, где подачу от нескольких насосов или станций целесообразно объединять в общий коллектор. Режим работы по таким схемам можно рассчитывать аналитическим или графическим способом. В практике проектирования насосных станций наиболее распространен графический способ (рис. 2.9).

Суммарная подача трех или двух параллельно работающих насосов меньше суммарной подачи этих же насосов при их раздельной работе на заданную систему напорных трубопроводов

($Q-H_{tr}$, $Q-H_{tr1+tr2}$), т. е. $Q_{I+II+III} < 3Q_I$ и $Q_{I+II} < 2Q_I$, где $Q_{I+II+III}$, Q_{I+II} — суммарная подача соответственно трех и двух параллельно работающих насосов на один трубопровод ($Q-H_{I, II, III}$); Q_I — подача одного насоса на тот же трубопровод.

Характеристика каждого из трех параллельно работающих насосов показана на рис. 2.9 соответственно зависимостью к. п. д. напора, мощности и высоты всасывания от подачи

($Q-\eta_{I, II, III}$; $Q-H_{I, II, III}$; $Q-N_{I, II, III}$ и $Q-H_{в, I, II, III}$). Суммарная характеристика двух и трех параллельно работающих насосов показана соответственно зависимостью $Q-H_{I+II}$ и $Q-H_{I+II+III}$.

Точка A'' является точкой пересечения характеристики трех параллельно работающих насосов ($Q-H_{I+II+III}$) с характеристикой двух параллельных трубопроводов ($Q-H_{\text{тр } 1+\text{тр } 2}$) и определяет рабочие параметры насосов при этих режимах.

Линия, проведенная параллельно координате Q из точки A'' , пересекается с характеристикой $Q-H_{I+II}$ и $Q-H_{I, II, III}$ в точках A' и A и определяет рабочие параметры соответственно двух параллельно работающих насосов и одного на трубопровод с характеристикой $Q-H_{\text{тр } 1+\text{тр } 2}$.

Снижение суммарной подачи объясняется тем, что при увеличении подачи возрастает напор в трубопроводе ($H_A > H_B$ и $H_E > H_B$), что ведет к уменьшению подачи каждого насоса при совместной работе по сравнению с подачей насоса простого действия на данную систему. Уменьшение подачи зависит как от увеличения напора в трубопроводе, так и от крутизны кривой (характеристики) $Q-H$ насоса. Поэтому параллельная работа насосов может быть достаточно эффективной при пологих характеристиках трубопроводов, которые характеризуются меньшими сопротивлениями.

Последовательной называется работа насосов, при которой один насос (первая ступень) подает перекачиваемую жидкость во всасывающий патрубок (иногда во всасывающий трубопровод) другого насоса (вторая ступень), а последний подает ее в напорный водовод (рис. 2.10).

Последовательную работу насосов применяют в тех случаях,

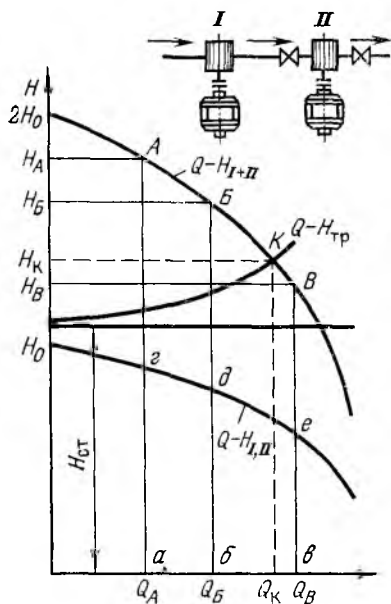


Рис. 2.10. Характеристики последовательной работы двух одиотипных центробежных насосов

характеристики $Q-H_{I,II}$ при одинаковых подачах. Возьмем произвольно подачи Q_A , Q_B и Q_B и сложим напоры. При закрытой задвижке напор $H=2H_0$, при подаче Q_A напор $H_A=2ag$, соответственно $H_B=2bd$ и $H_B=2be$. Полученные точки A , B и B соединяют плавной кривой, которая и есть суммарная характеристика последовательной работы центробежных насосов.

Из рис. 2.10 видно, что напор одного насоса недостаточен даже для подъема воды на геометрическую высоту $H_{ст}$. При подключении второго однотипного насоса с такой же характеристикой оказывается, что насосы развивают напор H_K , достаточный, чтобы поднять воду на высоту $H_{ст}$ и преодолеть сопротивление в трубопроводе при заданной подаче.

Режимная точка работы последовательно соединенных насосов определяется точкой K , полученной пересечением суммарной характеристики $Q-H_{I+II}$ с характеристикой трубопровода $Q-H_{тр}$.

Если насосы установлены последовательно на одной станции, то при построении характеристики трубопровода необходимо учесть потери на участке от напорного патрубка насоса I до всасывающего патрубка насоса II и внести поправку в характеристику $Q-H_{II}$. Игнорировать потери на соединительном участке недопустимо, так как обычно арматуру и диаметр трубопровода, соединяющего насосы, принимают равными диаметру всасывающего патрубка насоса II . Вследствие больших скоростей движения жидкости потери напора на этом участке относительно велики. Для уменьшения потерь напора следует стремиться к уменьшению поворотов соединительного трубопровода.

Последовательное соединение насосов обычно экономически менее выгодно, чем применение одного насоса с требуемым напором.

Последовательная работа насосов на общую сеть эффективнее при более крутых характеристиках трубопроводов.

2.2. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

2.2.1. Классификация объемных насосов

Объемные насосы работают по принципу вытеснения жидкости с изменением энергии давления $p/(\rho g)$. По действию рабочей части их делят на поршневые и ротационные.

Поршневые насосы подразделяют на собственно поршневые и плунжерные. Основные рабочие части поршневого насоса (см. рис. 1.3) — цилиндр 7 и движущийся в нем возвратно-поступательно поршень 6. Последний осуществляет всасывание из тру-

бопровода и нагнетание в трубопровод 5. Цилиндр 7 сопряжен с клапанной коробкой 8, в гнездах которой расположены всасывающий 3 и нагнетательный 5 клапаны. Привод поршня от электродвигателя или дизеля через кривошипно-шатунный механизм, состоящий из кривошипа, шатуна и штока.

Скорость поршня ограничена действием возникающих инерционных сил, что затрудняет непосредственное его соединение, поэтому вал насоса с высокооборотным приводом следует соединять через специальные устройства. Из-за непостоянства скорости поршня в цилиндре насоса подача нагнетаемой жидкости неравномерна. Насосы этого типа обладают высокой всасывающей способностью и могут создавать высокое давление нагнетания.

Поршневые насосы применяют при бурении для нагнетания глинистого раствора в скважину и для цементирования скважин; при добыче нефти — в качестве глубинных насосов для гидравлического разрыва пласта.

Ротационные насосы подразделяют на шестеренные, винтовые, шиберные, пластинчатые; они обеспечивают высокую всасывающую способность поршневых насосов и плавную, равномерную безударную работу центробежных. Им свойственны положительные качества насосов объемного типа: значительная высота всасывания, повышенные давления нагнетания, весьма малое перемешивание перекачиваемой жидкости. От других типов насосов ротационные отличаются меньшими размерами, минимумом движущихся частей, отсутствием клапанов и клапанной коробки, простотой изготовления и эксплуатации, большей экономичностью. Основные их элементы — статор, ротор и отсекающий орган. Ротор — вращающийся рабочий орган, непосредственно приводимый электродвигателем. Статор — неподвижный орган с приемной и нагнетательной полостями. Отсекатель — рабочая

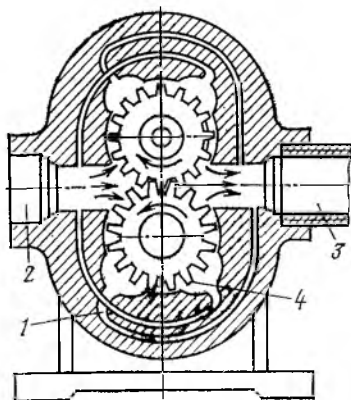


Рис. 2.11. Ротационный насос шестеренного типа:

1 — разгрузочные канавки; 2 и 3 — камеры соответственно всасывания и нагнетания; 4 — ведущая шестерня

часть, отсекающая некоторый объем от жидкости, перемещаемой в полость нагнетания.

В ротационном насосе шестеренного типа ведущей шестерней 4 (рис. 2.11) служит ротор, ведомой — отсекающий. Жидкость из камеры всасывания 2 движется во впадинах 1 между зубьями в камеру нагнетания 3.

Ротационные насосы получили самое широкое распространение. Основная область их применения — перекачивание вязких жидкостей со смазывающей способностью. Ныне создан ряд насосов, способных перекачивать различные несмазывающие жидкости, в том числе и содержащие механические примеси. К этой группе насосов относятся одновинтовые, шестеренные, коловратные, двухвинтовые. Так, например, одновинтовые насосы применяют при откачке загрязненной воды из угольных шахт, при добыче нефти из скважин, для подъема воды из колодцев. Ротационные насосы входят в состав гидротурбинного оборудования, масляных систем дизелей и паровых турбин, гидроривов в машиностроении.

2.2.2. Классификация поршневых насосов

Классификация поршневых насосов носит условный характер, так как создание четкой классификации затруднительно из-за большого многообразия их конструкций. Поршневые насосы классифицируют по различным признакам:

- по способу привода — приводные (с кривошипно-шатунным и бескривошипным приводами), прямодействующие и ручные. Поршень прямодействующих насосов связан общим штоком с поршнем цилиндра двигателя, составляющего с насосом один общий агрегат. В качестве рабочего агента двигателя могут быть использованы воздух, пар и находящиеся под давлением вода и масло. Наиболее распространены прямодействующие паровые насосы. Ручные насосы имеют ручной привод;

- по назначению и роду перекачиваемой жидкости — для воды, горячих и холодных нефтепродуктов, кислот, глинистого и цементного растворов;

- по расположению оси — горизонтальные и вертикальные;

- по конструкции поршня — собственно поршневые и плунжерные (скальчатого типа). Поршень плунжерных насосов выполнен в виде продолговатого цилиндра. Плунжерные насосы в основном применяют для высоких напоров, поршневые — для малых и средних. Кроме того, применяют насосы с проходным поршнем, когда нагнетательный клапан помещается на самом поршне, и диафрагмовые, всасывание и нагнетание у которых достигается изменением формы гибкой диафрагмы;

- по числу цилиндров — с одним насосным цилиндром, с двумя и тремя цилиндрами;

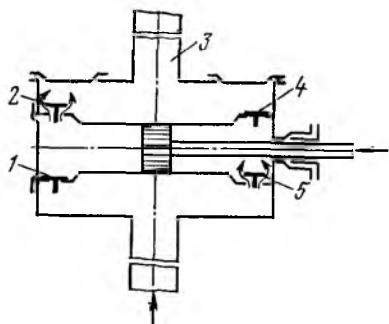


Рис. 2.12. Схема насоса двойного действия:

1, 5 — всасывающие клапаны; 2, 4 — нагнетательные клапаны; 3 — нагнетательная труба

по создаваемому давлению — высокого, среднего и низкого давления;

по числу ходов поршня в минуту (по частоте вращения) — тихоходные, средней быстроходности и быстроходные;

по кратности действия — простого действия, имеющие одну рабочую полость (см. рис. 1.3), и двойного действия, у которых поршень работает двумя сторонами, используя при этом обе стороны цилиндра. У насосов двойного действия (рис. 2.12) две рабочие полости, поэтому за один оборот коленчатого вала ими подается почти удвоенное количество жидкости. Работа его более равномерна по сравнению с насосом простого действия.

Для обеспечения равномерности подачи применяют многоцилиндровые насосы, не отличающиеся конструктивно от описанных выше. Многоцилиндровые насосы можно классифицировать по числу рабочих полостей. Так, трехцилиндровый насос, имеющий три рабочие полости, состоит из трех насосов простого действия с общим коленчатым валом, кривошипы которого расположены под углом 120° .

От описанных отличается конструкция дифференциального насоса, особенность которого — наличие двух камер, из которых одна имеет всасывающий и нагнетательный клапаны, другая клапанов не имеет и постоянно сообщена с нагнетательным трубопроводом. При ходе плунжера вправо в левую камеру жидкость всасывается через открывающийся всасывающий клапан, а из правой вытесняется в нагнетательный трубопровод. При ходе влево всасывающий клапан закрывается, из левой камеры жидкость вытесняется через нагнетательный клапан. Однако не весь объем жидкости поступает в нагнетательный трубопровод, часть ее заполняет освобождающееся пространство правой камеры.

Особенность дифференциального насоса — периодическое всасывание и непрерывное нагнетание. Равномерное нагнетание (в равных долях при ходе вперед и при ходе назад) возможно при площади сечения правой части плунжера в 2 раза меньшей левой. Если учесть, что при ходе плунжера влево половина

вытесняемой жидкости поступает в напорную, то другая ее часть заполняет освобождающееся пространство в правой камере, так как в ней диаметр плунжера меньше. При ходе вправо в напорный трубопровод поступает жидкость, вытесняемая из правой камеры частью плунжера большего диаметра. Дифференциальный насос имеет не четыре, как насос двойного действия, а два клапана. При более равномерной работе в сравнении с насосом простого действия расход энергии здесь распределяется равномерно на оба хода — прямой и обратный.

Для определения подачи насоса примем следующие обозначения. S — ход поршня, м; L — длина шатуна, м; r — длина кривошипа, м ($S=2r$); D — диаметр поршня, м; F — площадь поперечного сечения поршня, м²; d и f — соответственно диаметр и площадь поперечного сечения штока, (м²), z — число цилиндров.

Определим теоретическую подачу насоса простого действия (см. рис. 1.3). За один оборот кривошипа будет подано жидкости $V_1=FS$. Тогда секундная подача Q_T (м³/с) при n (мин⁻¹)

$$Q_T = z \frac{V_1 n}{60} = z \frac{FSn}{60}.$$

Для насоса двойного действия (см. рис. 2.12) подача за один оборот кривошипа определится как сумма объемов V_1' и V_1'' , где $V_1'=FS$ — объем, подаваемый в течение хода вперед, и $V_1''=(F-f)S$ — объем, подаваемый в течение хода назад,

$$V_1 = V_1' + V_1'' = (2F - f)S.$$

Теоретическая секундная подача (м³/с)

$$Q_T = \frac{z(2F - f)Sn}{60}.$$

В дифференциальном насосе за один оборот кривошипа всасывание происходит 1 раз, а нагнетание 2 раза. Объем нагнетаемой жидкости:

при обратном ходе поршня $V_1'=FS - (F-f)S = fS$, при прямом ходе поршня $V_1''=(F-f)S$.

Тогда за один оборот $V_1 = V_1' + V_1'' = FS$.

Как видим, дифференциальный насос по подаче аналогичен насосу простого действия, а по способу действия — насосу двойного действия.

Для определения действительной подачи насоса необходимо учитывать потери, происходящие вследствие запаздывания открывания и закрывания клапанов, неплотностей в клапанах, поршне и сальниках и наличия воздуха в цилиндре насоса. Потери от перечисленных выше факторов учитываются коэффициентом подачи α , т. е. $Q = \alpha Q_T$.

Коэффициент α называют коэффициентом подачи поршневого насоса или объемным к. п. д. η_0 . Его значения зависят от размеров, конструкции и состояния насоса ($\alpha = 0,85 \div 0,95$).

Иногда коэффициент подачи, имеющий различный энергетический смысл, разделяют на два коэффициента — $\alpha = \alpha_1 \alpha_2$, где $\alpha_1 = 0,9 \div 0,95$ — коэффициент наполнения, учитывающий потери объема от запаздывания закрывания клапанов и от наличия воздуха в цилиндре; $\alpha_2 = 0,95 \div 0,98$ — коэффициент утечек через неплотности при нагнетании, он учитывает также влияние сжимаемости жидкости, проявляемое только при высоких давлениях нагнетания.

2.2.3. Работа и мощность поршневого насоса

Работа одноцилиндрового насоса простого действия определяется для двух ходов поршня — всасывания и нагнетания.

Полная работа насосов простого действия за ход всасывания [1]

$$A_1 = \rho g F S \left(z_1 + \frac{S}{2} + h_{w1} \right) = \rho g V (h_1 + h_{w1}),$$

где $z_1 + S/2 = h_1$ — высота возвышения середины насоса над нижним уровнем; h_{w1} — величина потери работы, которая в общем случае определяется интегрированием, так как она изменяется в зависимости от скорости поршня. При наличии воздушного колпака постоянного объема ее h_{w1} можно принять постоянной.

Работа нагнетания

$$A_2 = \rho g F S \left(\frac{p_m}{\rho g} + z_1 - \frac{S}{2} + h_{w2} + h_{w3} \right) = \rho g V (h_2 + h_{w2}),$$

где V — объем подаваемой жидкости; h_2 — напор, развиваемый насосом и отнесенный к его середине; h_{w2} — величина потери работы в нагнетательном трубопроводе.

Полная работа насоса за один оборот вала насоса

$$A = A_1 + A_2 = \rho g V (h_1 + h_{w1} + h_2 + h_{w2}).$$

Обозначив полный напор насоса через H и гидравлические потери насоса через H_w , можем полную работу представить в виде $A = (H + H_w) V$.

Мощность выразится делением работы на время полного оборота вала насоса

$$N = A/T = \rho g Q (H + H_w) = \rho g Q H_i,$$

где Q — секундная подача насоса; H_i — индикаторный напор, м.

Для насоса любой кратности действия индикаторная работа за один оборот вала [1] $R_i = K \rho g V \alpha H_i$, где K — кратность дей-

ствия насоса; $\alpha = 1 - f/(2F)$; f — площадь поперечного сечения штока.

Теоретическая индикаторная мощность насоса

$$N_{it} = \frac{R_{in}}{60} = \frac{K \rho g V \alpha H_{it} n}{60} = \rho g Q_{it} H_{it}.$$

Мощность, подводимая от двигателя к валу насоса, больше индикаторной; поскольку часть ее идет на потери, связанные с механическим трением. Механический к. п. д. поршневого насоса

$$\eta_m = N_{it}/N_b, \quad (2.24)$$

откуда

$$N_b = N_{it}/\eta_m,$$

где N_b — мощность на валу двигателя. Механический к. п. д. поршневых насосов $\eta_m = 0,9 \div 0,95$.

Отношение полезной мощности N_p к индикаторной N_{it} называется индикаторным к. п. д.:

$$\eta_i = N_p/N_{it}. \quad (2.25)$$

Индикаторный, или внутренний к. п. д., представляет собой произведение гидравлического η_r ($\eta_r = 0,81 \div 0,94$) и объемного η_o к. п. д. ($\eta_o = 0,85 \div 0,95$), или коэффициента подачи

$$\eta_i = \eta_r \eta_o. \quad (2.26)$$

Гидравлический к. п. д. учитывает потери на преодоление гидравлических сопротивлений, сил инерции при подъеме клапана и на его поддержание в открытом состоянии. Из формул (2.24) — (2.26) следует, что общий к. п. д. поршневого насоса определяется отношением полезной мощности к мощности, переданной на вал насоса,

$$\eta = N_p/N_b; \quad \eta = \eta_o \eta_r \eta_m.$$

К. п. д. насосного агрегата, состоящего из насоса, передачи и двигателя,

$$\eta_{agr} = \eta_i \eta_{пер} \eta_{дв}.$$

2.2.4. Винтовые насосы

Винтовые насосы имеют преимущества насосов объемного типа: высокое давление, значительную высоту всасывания и малое перемешивание перекачиваемой жидкости. Они обладают особенностями, выгодно отличающими их от поршневых насосов, — простотой и компактностью конструкции (движущая деталь — один винт), отсутствием клапанов и сложных проходов, снижающих гидравлические потери на местные сопротивления.



Рис. 2.13. Одновинтовой насос

Равномерная подача жидкости машин этой группы улучшает условия всасывания и снижает инерционные усилия. По массе они в 5—10 раз легче поршневых насосов тех же параметров, а к. п. д. превышает к. п. д. центробежных насосов таких же значений подач и напоров. Привод насоса непосредственный от электродвигателя.

Одновинтовые насосы используют при подачах 40—60 м³/ч, давлениях 2,5—3,5 мПа; они долговечны при работе с жидкостями, содержащими механические примеси и не обладающими смазывающими свойствами. Одновинтовой насос (рис. 2.13) состоит из корпуса 1 с профилированной внутренней винтовой поверхностью (обойма 2), в котором вращается винт 3. Центр его сечения несколько сдвинут относительно оси вращения на некоторую величину e (эксцентриситет). Винт насоса однозаходный — любое его поперечное сечение представляет круг. В обычных конструкциях винты изготовляют из стали, а обоймы из резины. При повороте винта на 360° осевое перемещение образующей полости составляет шаг винта. Обойма — полый цилиндр с профилированной внутренней поверхностью двухзаходного винта. Шаг винтовой поверхности обоймы равен удвоенному шагу рабочего винта t . При вращении винта в обойме образуются замкнутые полости, заполняемые жидкостью. Подача одновинтовых насосов зависит от общего объема замкнутых полостей, образуемых в единицу времени. Одновинтовой насос работает таким образом: в момент, когда объем первой на стороне всасывания полости увеличивается, давление в ней понижается и вследствие создаваемой разности давлений в приемной части насоса и полости последняя заполняется жидкостью. Затем при дальнейшем вращении винта образуется замкнутая полость, которая начинает передвигаться к концу обоймы, переноса туда некоторый объем жидкости. При полном повороте винта вдоль оси обоймы жидкость передвигается на один шаг обоймы, выливаясь через постоянное сечение $4De$, где D — диаметр сечения винта, $4e$ — расстояние между центрами двух кругов, образующих двухзаходную винтовую поверхность обоймы. При установившемся движении винта подача насоса строго постоянна. Расчетная подача одновинтового насоса определяется

объемом полостей, заполняемых жидкостью, и скоростью осевого перемещения жидкости. Теоретическая подача Q_T (м^3) за один оборот винтового насоса [1] $Q_T = 4eDT$.

Секундная теоретическая подача Q_T ($\text{м}^3/\text{с}$) при частоте вращения n (мин^{-1})

$$Q_T = 4eDTn/60.$$

Действительная подача Q жидкости меньше теоретической из-за утечек q жидкости из полости нагнетания в полость всасывания через зазоры и каналы в насосе, неплотности заполнения камер (рабочих) винтов, наличия воздуха и газа в жидкости.

Объемный к. п. д.

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q_T - q}{Q_T} = 1 - \frac{q}{Q_T}.$$

Действительная подача Q и полный напор H определяют полезную мощность

$$N_p = \frac{\rho g Q H}{1000}.$$

Мощность на валу насоса

$$N_b = \frac{QH\rho g}{1000\eta},$$

где η — полный к. п. д. насоса.

2.2.5. Шестеренные насосы

Шестеренные насосы просты по конструкции, компактны и надежны в эксплуатации. Они весьма удобны для перекачки жидкостей большой вязкости, применяются при транспортировании битума, для централизованной подачи смазки в дизелях, для нагнетания масла в серводвигатели регуляторов турбин. Шестеренные насосы выпускаются на сравнительно небольшие подачи (от 0,2 до 50 л/с), на давление нагнетания до 3 МПа и частоту вращения до 3000 мин^{-1} . Насосы могут быть различного исполнения: стационарными или передвижными; с электродвигателем на плите или без него; с креплением корпуса на лапах или на фланце двигателя; со штуцерным или фланцевым подсоединением патрубков и т. п. В корпусе насоса помещены два находящиеся в зацеплении зубчатых колеса — ведущее и ведомое. При вращении они засасывают жидкость со стороны выхода зубьев из зацепления и выталкивают со стороны входа в зацепление. Зубья выполняются эвольвентного профиля. Жидкость переносится между зубьями шестерен, выжимается из этих впадин на противоположной стороне насоса при вхождении зубьев одной шестерни во впадины другой. Бесшумная и спо-

койная работа достигается использованием шевронных шестерен, при работе которых не создаются осевой силы и не требуется специальных канавок и других мер для разгрузки объема в межзубовой впадине. Разгрузочные канавки, по которым стекает жидкость, зажимаемая между зубьями, предназначены для предотвращения чрезмерного увеличения давления в замкнутой зубом впадине и образования вакуума при выходе зуба из впадины (см. рис. 2.11).

Подача шестеренного насоса Q_t ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется по ориентировочной формуле, предложенной проф. Т. М. Башта, $Q_t = -2\pi D_{н.о} m b n$, где $D_{н.о}$ — диаметр начальной окружности ведущей шестерни, м; m — модуль зацепления, м; b — ширина колеса, м; n — частота вращения ведущей шестерни, с^{-1} . Действительная подача $Q = \eta_o Q_t$, где $\eta_o = 0,8 \div 0,9$ — объемный к. п. д. насоса.

Шестеренные насосы могут использоваться как гидродвигатели в составе гидроприводов. Они изготавливаются на давление до $2 \cdot 10^7$ Па, обеспечивают подачу до 500 л/мин.

2.3. СПЕЦИАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

2.3.1. Грунтовые насосы

Грунтовые насосы предназначены для перекачки гидросмеси (раньше их называли землесосы). Они используются при разработке карьеров, россыпных месторождений и котлованов, транспорта грунта и полезных ископаемых (руда, уголь, строительный материал), дноуглубления (водный транспорт), золотодобычи на тепловых электростанциях и др.

Особенности конструкции грунтовых насосов определяются наличием большого количества твердых частиц в перекачиваемой воде, что создает чрезвычайно интенсивные абразивные воздействия, и необходимость обеспечить пропуск довольно крупных включений (галька, камни, руда, порода), которые попадают с грунтом [6].

Номенклатура грунтовых насосов предусматривает выпуск насосов с нормальным проходным сечением — тип Гр и с увеличенным проходным сечением — тип Гру. Кроме того, выпускается несколько типов грунтовых насосов для различных условий работы по интенсивности абразивного воздействия: легкие, однокорпусные — индекс Л, легкие (средние) с футеровкой из резины — индекс Р или из корунда на бакелитовой основе — индекс К и тяжелые двухкорпусные с защитной футеровкой из износостойчивой стали — индекс Т.

Марка грунтового насоса включает буквенное обозначение типа, размер (диаметр входного патрубка, деленный на 25) и

значение коэффициента быстроходности $0,1 n_s$. Например, 10ГруЛ-8 — грунтовый насос с увеличенным проходным сечением для легкого режима, диаметр входного патрубка $25 \times 10 = 250$ мм, коэффициент быстроходности 80.

Характеристики грунтовых насосов всегда даются для чистой воды.

Номенклатура грунтовых насосов типов Гр и Гру предусматривает большое число типоразмеров с диапазоном напоров от 10—15 м до 70—80 м и подачи от 3—5 до 4000 л/с.

Для перекачивания гидросмесей, содержащих мелкие частицы (песок, раздробленная руда, шлак, мелкая зола и пр.), применяются песковые насосы (тип П), которые по конструкции похожи на насосы типа Гр легкого режима, но имеют меньшие размеры и легкоразборный корпус.

Большое значение имеет пересчет параметров грунтового насоса на условия работы на гидросмеси. Средняя плотность гидросмеси $\rho_{\text{ср. г}}$ зависит от относительной объемной концентрации твердых фракций

$$\varepsilon_{\text{тв}} = W_{\text{тв}}/W_{\text{п}},$$

где $W_{\text{тв}}$ — объем всех содержащихся твердых частиц, м^3 ; $W_{\text{п}}$ — общий объем гидросмеси, м^3 .

Поскольку плотность воды $\rho_{\text{в}} = 1 \text{ т/м}^3$, то средняя плотность гидросмеси

$$\rho_{\text{ср. г}} = \varepsilon_{\text{тв}} (\rho_{\text{тв}} - 1) + 1, \quad (2.27)$$

где $\rho_{\text{тв}}$ — плотность твердых частиц, составляющая для грунта около $2,5 \text{ т/м}^3$.

При рассмотрении условий работы грунтовых насосов обычно гидросмесь считают тяжелой, однородной жидкостью. Тогда при переходе от воды к гидросмеси развиваемые давления $H_{\text{г}}$ и мощность $N_{\text{г}}$ должны изменяться пропорционально отношению $\rho_{\text{ср. г}}/\rho_{\text{в}}$, а подача гидросмеси $Q_{\text{г}}$ не изменяться. Но, поскольку гидросмесь лишь условно может рассматриваться как однородная жидкость, вводятся поправочные коэффициенты [9]:

$$H_{\text{г}} = R_{\kappa} \frac{\rho_{\text{ср. г}}}{\rho_{\text{в}}} H; \quad Q_{\text{г}} = Q;$$

$$N_{\text{г}} = \frac{R_{\eta}}{R_{\eta}} \frac{\rho_{\text{ср. г}}}{\rho_{\text{в}}} N. \quad (2.28)$$

где $\rho_{\text{в}}$ — плотность воды; R_{κ} и R_{η} — поправочные коэффициенты для напора и к. п. д. Природа этих коэффициентов состоит в том, что при наличии ускорения гидросмеси возникает дополнительное движение тяжелых твердых частиц относительно жидкости. Это приводит к изменению силового воздействия и создает дополнительные потери. В итоге напор снижается, а по-

тери возрастают. Значения коэффициентов зависят от ряда факторов, но один из основных — крупность. Для мелкого грунта $d < 3$ мм можно принимать $R_n = 1$ и $R_\eta = 1$, для крупных фракций гравия $R_n = 0,85$ и $R_\eta = 0,95$.

Соответственно для гидросмеси перестраивается и характеристика внешней сети $H_{с. п.}$, м:

$$H_{с. п.} = \frac{\rho_{ср. г}}{\rho_v} H_r + h_n, \quad (2.29)$$

где H_r — геометрический напор (разность отметок), м; h_n — потери при движении гидросмеси по трубопроводу, м:

Фактическая подача определяется точкой пересечения смещенной по формуле (2.28) характеристикой грунтового насоса со смещенной по (2.29) характеристикой внешней сети.

Особое внимание следует обратить на правильное определение допустимой высоты всасывания (геометрической) $H_{доп (1)}$. На характеристиках грунтовых насосов дается линия H_v , полученная в результате испытания на воде, т. е. при $\rho_v = 1$ т/м³. Если ρ жидкости увеличивается, то динамическое понижение давления должно возрасти, а следовательно, допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{доп. в. п}$ для гидросмеси должна снизиться.

При работе на воде в момент возникновения кавитации динамическое понижение давления в рабочем колесе относительно давления во входном патрубке

$$\Delta H_{дин} = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{н. п}}{\rho g} - H_{кр. в.},$$

где p_a — атмосферное давление; $p_{н. п}$ — давление насыщенных паров; $H_{кр. в.}$ — критическая высота всасывания.

Для нормального атмосферного давления и холодной воды можно принять:

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{н. п}}{\rho g} \approx 10; \quad \Delta H_{дин} = 10 - H_{кр. в.}$$

При работе на гидросмеси, если считать ее за тяжелую жидкость со средней плотностью $\rho_{ср. г}$, получим

$$\Delta H_{дин. п} = \frac{\rho_{ср. г}}{\rho_v} (10 - H_{кр. в.}).$$

Отсюда, поскольку $H_{кр. в} = 10 - \Delta H_{дин}$, получаем $H_{кр. в. п}$ для гидросмеси

$$H_{кр. в. п} = 10 - \frac{\rho_{ср. г}}{\rho_v} (10 - H_{кр. в.}).$$

Распространяя этот результат и на допустимую вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{доп. в. п}}$ (м), получаем формулу пересчета

$$H_{\text{доп. в. п}} = 10 - \frac{\rho_{\text{ср. г}}}{\rho_{\text{п}}} (10 - H_{\text{доп. с}}). \quad (2.30)$$

Вакуумметрическая высота всасывания грунтового насоса зависит также от заглубления всасывающего трубопровода под уровень жидкости h_3 , тогда

$$H_{\text{в}} = \frac{\rho_{\text{ср. г}}}{\rho_{\text{в}}} H_{\text{с}} + h_3 \frac{\rho_{\text{ср. г}} - \rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{\text{вс}}, \quad (2.31)$$

где $H_{\text{с}}$ — высота от уровня откачиваемой жидкости до оси грунтового насоса, м; h_3 — заглубление всасывающего трубопровода под уровень жидкости, м; $h_{\text{вс}}$ — гидравлические потери во всасывающем трубопроводе, включая перепад давления на входе, необходимый для всасывания грунта, м; v_1 — скорость гидро-смеси во всасывающем трубопроводе.

Допустимая высота всасывания $H_{\text{доп. с}}$ получается по уравнению (2.31)

$$H_{\text{доп. с}} = \frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{ср. г}}} \left(H_{\text{доп. в. п}} - h_3 \frac{\rho_{\text{ср. г}} - \rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{\text{вс}} \right). \quad (2.32)$$

Для исключения кавитации в насосе должно соблюдаться условие $H_{\text{с}} = H_{\text{доп. с}}$.

Полученные результаты показывают, что при работе с грунтовыми насосами допускается высота всасывания грунта с больших глубин. Для создания высокого давления во всасывающем трубопроводе используются различные способы. К ним относится установка специальных эжекторов на конце у грунтозаборного конца всасывающего трубопровода или впуск сжатого воздуха, т. е. применение принципа эрлифта. Эффективным способом предотвращения кавитации является погружение установки грунтового насоса ниже отметки поверхности воды.

2.3.2. Струйные насосы

Действие струйных насосов основано на принципе передачи кинетической энергии от одного потока к другому, обладающему меньшей кинетической энергией. Напор насосов этого типа создается непосредственным смещением обоих потоков, без каких-либо промежуточных механизмов. В зависимости от назначения насоса рабочая и перекачиваемая среды (жидкость, пар, газ) могут быть одинаковыми или разными.

Если в струйном насосе для перекачки воды используется энергия струи пара, то такой аппарат называется лнжектором.

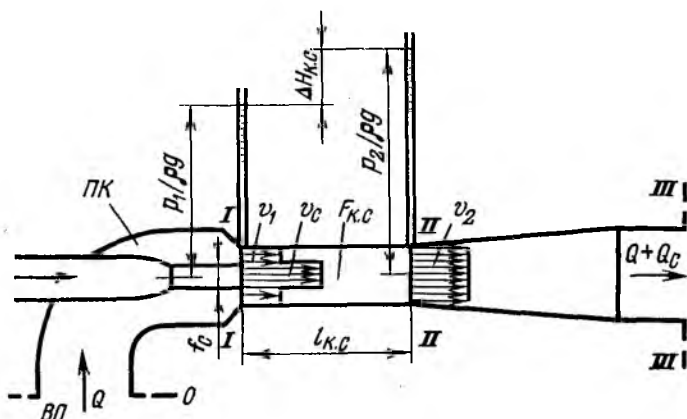


Рис. 2.14. Гидравлическая схема струйного насоса

Инжекторы применяют для питания паровых котлов электростанций, морских судов. Разновидностью струйных насосов являются гидроэлеваторы, обычно используемые для транспортирования гидросмесей и откачки загрязненной воды.

Струйные насосы просты и надежны. Они применяются для откачки воды из котлованов, глубоких колодцев, на насосных станциях для отсасывания воздуха из насосов перед пуском, надежно работают на агрессивных и загрязненных жидкостях. Самое широкое распространение они получили в горнодобывающей и нефтеперерабатывающей промышленности в качестве смесителей. Правда, они имеют сравнительно невысокий к. п. д. (не выше 35 %).

Из-за сложности процесса, происходящего при смешении жидкостей, для определения конструктивных размеров водоструйных насосов разработаны различные теории.

Рассмотрим рабочий процесс струйного насоса и найдем соотношения, определяющие его параметры (рис. 2.14). Основным элементом, в котором происходит преобразование энергии жидкости — камера смешения (площадь $F_{к.с.}$, длина $l_{к.с.}$). Между сечениями I—I и II—II скорости двух потоков полностью выравниваются: Q_c — расход сопла (струи) и Q — подача, поступающая в приемную камеру ПК через входной патрубок ВП. В сечении I—I эпюра скоростей состоит из двух участков [9]:

$$v_c = Q_c / f_c \quad \text{и} \quad v_1 = Q / (F_{к.с.} - f_c),$$

где f_c — площадь сечения струи. В сечении II—II скорость выровнена и определяется:

$$v_2 = \frac{Q + Q_c}{F_{к.с.}}$$

Перепад напора в пределах камеры смещения

$$\Delta H_{\text{к.с}} = \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g}. \quad (2.33)$$

Найдем перепад напора $\Delta H_{\text{к.с}}$ с помощью уравнения количества движения, записанного для участка камеры смещения между сечениями I—I и II—II. Проходящая секундная масса жидкости

$$m = \rho (Q_c + Q). \quad (2.34)$$

Если не учитывать осевые составляющие взаимодействия между жидкостью и стенками камеры (считать плотности жидкостей Q_c и Q одинаковыми; камера цилиндрическая; силы трения не учитываются), то получим

$$\rho Q_c v_c + \rho Q v_1 - \rho (Q_c - Q) v_2 = F_{\text{к.с}} (p_2 - p_1).$$

Подставляя сюда выражения для скоростей и решая уравнение относительно перепада (2.33), находим

$$\Delta H_{\text{к.с}} = \frac{Q_c^2}{2g f_{0\text{ж}}} \frac{2f_c}{F_{\text{к.с}}} \left[1 - \frac{1}{\frac{F_{\text{к.с}}}{f_c}} \left(\frac{Q}{Q_c} \right)^2 - \frac{f_c}{F_{\text{к.с}}} \cdot \left(1 + \frac{Q}{Q_c} \right)^2 \right]. \quad (2.35)$$

С целью большей общности целесообразно ввести два безразмерных параметра:

геометрический параметр q , определяемый отношением площадей

$$S = F_{\text{к.с}} / f_c, \quad (2.36)$$

причем $S > 1$;

режимный параметр q , представляющий собой отношение расходов,

$$q = Q / Q_c. \quad (2.37)$$

Учитывая, что $v_c = Q_c / f_c$ и подставляя безразмерные параметры S и q в уравнение (2.35), получаем:

$$\Delta H_{\text{к.с}} = \frac{v_c^2}{2g} \frac{2}{S} \left[1 + \frac{1}{S-1} q^2 - \frac{1}{S} (1+q)^2 \right]. \quad (2.38)$$

Напор, развиваемый струйным насосом, представляет собой разность удельных энергий в выходном сечении III—III и во входном O—O для подачи Q перекачиваемой жидкости. Однако, если потери не учитываются и находится идеализированный напор $H_{\text{с.я.ид}}$, то он будет равен разности удельных энер-

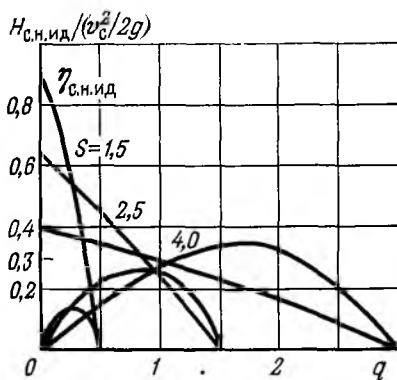


Рис. 2.15. Теоретические характеристики струйного насоса

гий e_2 в сечении $II-II$ и e_1 в сечении $I-I$ камеры смешения и представляет собой

$$H_{с. н. ид} = \frac{v_c^2}{2g} \left[\frac{2}{S} + \frac{S-2}{(S-1)^2 S} q^2 - \frac{1}{S^2} (1+q)^2 \right]. \quad (2.39)$$

Фактический напор струйного насоса $H_{с. н}$ будет, конечно, меньше идеализированного, определяемого по формуле (2.39), так как из него нужно вычесть потери $h_{н. к}$ — в приемной камере, $h_{к. с}$ — в камере смешения, $h_{диф}$ — в диффузоре:

$$H_{с. н} = H_{с. н. ид} - h_{н. к} - h_{к. с} - h_{диф}. \quad (2.40)$$

Зависимость (2.39) позволяет проанализировать характеристики струйного насоса. Прежде всего она ясно показывает, что развиваемый струйным насосом напор пропорционален $v_c^2/(2g)$, т. е. напору H_c , в котором вода подводится к соплу, так как $v_c = \varphi \sqrt{2gH_c}$. Кроме того, напор $H_{с. н}$ зависит от геометрического параметра S и режимного параметра q .

На рис. 2.15 даны характеристики для $S=1,5$; 2,5 и 4,0, которые показывают, что с увеличением S снижается напор, развиваемый струйным насосом, но возрастает относительная подача q .

К. п. д. струйного насоса определяется отношением полезной энергии жидкости к подведенной и без учета потерь выражается формулой

$$\eta_{с. н. ид} = q \left[\frac{2}{S} + \frac{S-2}{(S-1)^2 S} q^2 - \frac{1}{S^2} (1+q)^2 \right]. \quad (2.41)$$

С целью оценок абсолютных значений на рис. 2.15 построены кривые $\eta_{с. н. ид}$ для $S=1,5$; 2,5; 4,0. Они показывают, что наивысший к. п. д. расположен в средней части характеристики и максимум его невелик. Для $S=2,5$ и 4,0 $\eta_{с. н. ид}=0,27$ и 0,35.

Эти значения к. п. д. учитывают только потери на смешение потоков с различными скоростями (на удар).

Если струйный насос используется для водоснабжения или охлаждения, то полезен суммарный расход $Q + Q_0$, поступающий в сечение $III - III$, и тогда к. п. д. будет выше.

Струйный насос (эжектор) по своему устройству весьма прост и доступен для изготовления в местных условиях. Нужно однако иметь в виду, что для обеспечения устойчивой его работы необходимы правильный подбор размеров и тщательное изготовление. Существенное значение имеют расстояние от сопла до камеры смешения и форма — сопла, приемной камеры и диффузора [9].

Применение эжектирующих устройств на всасывающих трубопроводах установок с грунтовыми и обычными насосами позволяет уменьшить вакуум во входном патрубке и тем исключить возникновение кавитации, а также эжектирующие устройства могут служить средством увеличения допустимой высоты всасывания.

2.3.3. Воздушный водоприемник (эрлифт)

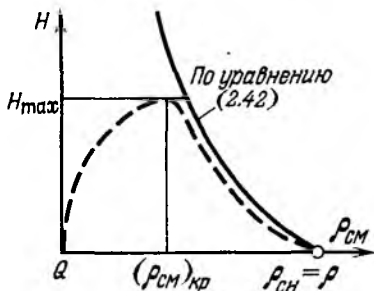
Для транспортирования и подъема жидкостей используют также устройства, которые нельзя назвать насосами в строгом понимании этого слова. Некоторые из них применяют в сооружениях систем водоснабжения и канализации. К ним в первую очередь относятся воздушные водоподъемники (эрлифты).

Расположим между уровнями A и B (рис. 2.16) вертикальную трубу 6, имеющую на нижнем конце отверстия 7 и снабженную воздушной камерой 2. Последняя имеет плотное дно с патрубком для присоединения воздушной трубы. Воздух по трубе 4 подается от компрессора 5. Верхнее основание камеры снабжено большим числом мелких отверстий, через которые воздух, подаваемый по трубе 4, просеивается, образуя в трубе 6 пузырьчатую смесь с жидкостью.

По условию равновесия жидкости в сообщающихся сосудах наружный столб жидкости с высотой, равной глубине погружения H_n , стремится уравновеситься с более легким столбом смеси в трубе 6. При этом глубина погружения может быть подобрана такой, что она не только уравновесит, но и несколько превысит необходимую высоту столба смеси $H_n + H_d$. Таким образом, при непрерывном поступлении воздуха в камеру будет происходить подача смеси по трубе 6 на уровень B . Через верхний открытый конец этой трубы смесь будет выливаться, а заключенный в ней воздух выделяться в атмосферу. Вода будет непрерывно подсасываться через отверстия 1 нижнего конца обсадной трубы 3.

Если для перемещения жидкости употребляется воздух, то

Рис. 2.17. Зависимость $\rho_{см}$ от высоты подачи эрлифта H



лических сопротивлений, а также из-за прорыва воздушных масс через толщу на поверхность. Поэтому действительная зависимость $H=f(\rho_{см})$, представленная на рис. 2.17 пунктирной линией, начиная с $(\rho_{см})_{кр}$ резко отклоняется вправо от рассчитанной по уравнению (2.42).

Если эрлифт подает жидкость с плотностью ρ (кг/см³) на высоту H_d (м) в количестве Q (м/с), то полезная мощность N_p (Дж/с), развиваемая им, $N_p = \rho Q g H_d$.

Положим, что эрлифт расходует воздух V_1 (м³/с), подводимый в напорную камеру под давлением p_2 , Па. В трубе эрлифта в процессе подъема жидкости расходуется мощность, затраченная в компрессорной установке,

$$N_k = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{1}{\eta_{из} \eta_m},$$

где p_1 — давление воздуха на всасе в компрессор, Па; $\eta_{из}$ — изотермический к. п. д. компрессора ($\eta_{из}=0,7$); $\eta_m=0,9$ — механический к. п. д.

Следовательно, к. п. д. эрлифта

$$\eta_s = \frac{\rho Q g H_d}{p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}} \eta_{из} \eta_m. \quad (2.43)$$

К. п. д. эрлифта зависит от глубины погружения и в среднем равен 0,5.

При нагнетании в камеры эрлифта малых количеств воздуха подача отсутствует вследствие низкого значения $\rho_{см}$.

При увеличении количества подаваемого воздуха до V_1 столб смеси достигает верхнего выходного конца трубы и при дальнейшем повышении V эрлифт начинает подавать смесь. Здесь наблюдается постоянное увеличение подачи до тех пор, пока количество подаваемого воздуха сделается равным V_2 , при этом $Q=Q_{max}$. Дальнейшее увеличение V приводит к понижению подачи эрлифта. Это объясняется повышением гидравлического сопротивления трубы эрлифта и увеличением содержания воздуха в смеси.

Коэффициент полезного действия эрлифта в процессе изменения V достигает максимального значения ранее, чем наибольшего значения подача Q .

Экономичность работы эрлифта можно оценить удельным объемным расходом воздуха: (м^3 воздуха/ м^3 жидкости):

$$v_{\text{уд}} = V/Q. \quad (2.44)$$

Давление p_k , создаваемое компрессором при подаче воздуха к эрлифту, больше давления в воздушной камере и определяется $p_k = p_2 + \Delta p = \rho g H_n + \Delta p_1$,

где p_2 — давление воздуха в воздушной камере; Δp — потеря давления воздуха в трубе от компрессора к эрлифту.

В установках эрлифта используют поршневые компрессоры с охлаждением, мощность на валу такого компрессора

$$N_k = p_1 V_1 \ln \frac{p_k}{p_1} \frac{1}{\eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}}}.$$

Электрическая мощность (Дж/с), потребляемая установкой с эрлифтом,

$$N_{\text{эл}} = \frac{N_k}{\eta_{\text{дв}} \eta_{\text{пер}}} = p_1 V_1 \ln \frac{p_k}{p_1} \frac{1}{\eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{пер}}},$$

где $\eta_{\text{дв}}$ и $\eta_{\text{пер}}$ — к. п. д. соответственно двигателя и передачи.

При непосредственном соединении валов двигателя и компрессора $\eta_{\text{пер}} = 1$, при клиноременной передаче $\eta_{\text{пер}} = 0,96$.

Полный к. п. д. установки

$$\eta = \frac{N_p}{N_{\text{эл}}} = \frac{\rho Q g H}{p_1 V_1 \ln \frac{p_k}{p_1}} \eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{пер}}. \quad (2.45)$$

Непосредственные измерения, проведенные на установках с эрлифтами, показывают, что $\eta = 0,2 \div 0,35$.

Исключительная простота конструкции и надежность действия эрлифта обуславливают широкое его распространение. Эрлифты применяют для подъема воды из буровых скважин любых диаметров и глубин. При централизованном водоснабжении промышленных предприятий буровые скважины применяют в качестве резервного источника снабжения водой. Особое значение имеют эрлифты для подъема воды из буровых скважин малого диаметра, где невозможно использование насосов.

Применение эрлифтов целесообразно в случае подачи агрессивных жидкостей на небольшую глубину. Эрлифт можно применять для подъема загрязненных жидкостей с песком, золой и торфом.

Недостатки эрлифта: низкий к. п. д. и вследствие этого невысокая экономичность, большая глубина погружения, невоз-

возможность подачи жидкости в горизонтальном и слабонаклонном трубопроводах, загрязнение подаваемой эрлифтом жидкости компрессорным маслом, существенное повышение содержания кислорода в подаваемой жидкости.

2.3.4. Методика определения подачи эрлифтов, применяемых при подземном выщелачивании

В настоящее время наиболее распространенные средства откачки продуктивных растворов при отработке месторождений методом подземного выщелачивания — это эрлифтные установки. Простота конструкции, несложность эксплуатации способствовали широкому распространению их как средств откачки.

Вместе с тем отмечено, что подача и удельные расходы сжатого воздуха в значительной мере зависят от условий эксплуатации, к которым относятся коэффициент фильтрации, глубина погружения и длина эрлифта.

Необходимо отметить, что только рассмотрение динамического равновесия системы добычная скважина — эрлифтная установка позволит определить подачу и основные параметры этой установки.

Для вывода основного уравнения взаимосвязи приняты следующие допущения: водоотдача добычных скважин в установившемся режиме равна подаче эрлифта при определенном расходе сжатого воздуха; основными потерями давления являются потери, связанные с затратами на создание определенной плотности газожидкостной смеси и на преодоление гидравлического сопротивления при движении смеси в проточной части эрлифта; плотность и масса воздуха не учитываются вследствие того, что транспортируемая жидкость имеет плотность на три порядка выше, чем подаваемый воздух.

Из проведенных исследований выразим плотность смеси таким образом:

$$\rho_{см} = \rho (1 - \varphi) = \rho \left(1 - \frac{S_r}{S} \right), \quad (2.46)$$

где $\rho_{см}$, ρ — соответственно усредненная плотность смеси и жидкости, кг/м^3 ; φ — газосодержание; S_r — площадь поперечного сечения вертикального трубопровода, занятого газовой фазой, м^2 ; S — площадь поперечного сечения трубопровода, м^2 .

Площадь, занятая газовой фазой, определяется скоростью движения сжатого воздуха в вертикальном потоке:

$$S_r = Q_v / v_{ист},$$

где Q_v — усредненный расход сжатого воздуха по длине эрлифта, $\text{м}^3/\text{с}$; $v_{ист}$ — скорость движения газовой фазы, м/с .

Скорость $v_{\text{ист}}$ определяется скоростью нагнетания сжатого воздуха в водоподъемный трубопровод и собственной скоростью всплытия пузырьков в столбе жидкости высотой L :

$$v_{\text{ист}} = v_{\text{всп}} + \frac{Q_{\text{в}}}{S},$$

где $v_{\text{всп}}$ — скорость всплытия пузырьков воздуха, м/с.

Усредненный расход сжатого воздуха определяется, согласно исследованиям В. Г. Гейера, таким образом:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{н}} \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{а}} + \frac{\rho g H_{\text{п}}}{2}} \cong \frac{Q_{\text{н}}}{1 + \frac{H_{\text{п}}}{2g}}, \quad (2.47)$$

где $Q_{\text{н}}$ — расход сжатого воздуха, приведенный к нормальным условиям, м³/с; $p_{\text{а}}$ — атмосферное давление, Па; $H_{\text{п}}$ — глубина погружения смесителя под динамический уровень $H_{\text{д}}$.

Подставляя найденные выражения в исходное уравнение (2.46), получаем выражение для усредненной плотности смеси при квазиустановившемся движении:

$$\rho_{\text{см}} = \rho \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_{\text{в}}}{S v_{\text{всп}}}\right)}. \quad (2.48)$$

При постоянном режиме истечения сжатого воздуха под динамический уровень водовоздушная смесь может подняться на максимальную высоту H_0 (см. рис. 2.16), характеризуя тем самым энергетическую мощность данного эрлифта при определенных условиях эксплуатации.

Акад. А. П. Крыловым этот момент определен как нулевой режим работы. При этом, чем меньше образуемая плотность смеси, тем больше энергетическая мощность данной конструкции.

Из условия статического равновесия имеем, что

$$\rho_{\text{см}} g H_0 = \rho g H_{\text{п}},$$

где H_0 — максимальная высота подачи, м (см. рис. 2.16).

С учетом уравнения (2.48) имеем

$$\rho g \left[\frac{1}{\left(1 + \frac{Q_{\text{в}}}{S v_{\text{всп}}}\right)} \right] H_0 = \rho g H_{\text{п}}.$$

Тогда H_0 в зависимости от конструктивных особенностей и усредненного расхода сжатого воздуха:

$$H_0 = H_{\text{п}} \left(\frac{Q_{\text{в}}}{S v_{\text{всп}}} + 1 \right). \quad (2.49)$$

Если же уровень слива смеси располагается на высоте L , то за счет возникающей депрессии происходит истечение водовоздушной смеси. Используя расчетную схему, представленную на рис. 2.16, отмеченную разность давления можно определить по формуле

$$\Delta p = (H_0 - L) \rho_{\text{см}} g,$$

где Δp — перепад давления; L — высота слива (длина эрлифта), м (см. рис. 2.16).

Принимая за основу это допущение, можно использовать известные формулы гидравлики, полагая, что имеем случай квадратичного закона сопротивления движению смеси. Тогда подача эрлифта

$$Q_{\text{эр}} = S_{\text{ж}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho \left(1 + \frac{\lambda}{d} L + \Sigma \zeta\right)}},$$

где $S_{\text{ж}}$ — площадь нормального сечения трубопровода, занятая жидкой фазой, м^2 ; λ — коэффициент гидравлических сопротивлений; $\Sigma \zeta$ — суммарный коэффициент местных сопротивлений; d — диаметр трубопровода.

В данное уравнение входит площадь, занятая жидкой фазой,

$$S_{\text{ж}} = S \left(1 - \frac{S_{\text{г}}}{S}\right).$$

С учетом ранее найденных зависимостей имеем

$$S_{\text{ж}} = S \frac{1}{\frac{Q_{\text{в}}}{S v_{\text{всп}}} + 1}.$$

Тогда характеристика эрлифта может определяться по выражению

$$Q_{\text{эр}} = \frac{S}{\frac{Q_{\text{в}}}{S v_{\text{всп}}} + 1} \sqrt{\frac{2g (H_0 - L) \rho_{\text{см}}}{\rho \left(1 + \frac{\lambda}{d} L + \Sigma \zeta\right)}}.$$

С учетом уравнений (2.47) и (2.49) после математических преобразований получаем, что для эрлифтов подача их в любой точке характеристики

$$Q_{\text{эр}} = \frac{S^2 \left(1 + \frac{H_{\text{п}}}{2g}\right) v_{\text{всп}}}{Q_{\text{н}} + \left(1 + \frac{H_{\text{п}}}{2g}\right) S v_{\text{всп}}} \sqrt{\frac{2g \left[H_{\text{п}} \left(\frac{Q_{\text{н}}}{(1 + H_{\text{п}}/2g) S v_{\text{всп}}} + 1 \right) - L \right] \rho_{\text{см}}}{\rho \left(1 + \frac{\lambda}{d} L + \Sigma \zeta\right)}}. \quad (2.50)$$

Формулой (2.50) определена техническая подача эрлифта как устройства без учета водопритока к скважине.

Зависимость подачи эрлифта от сжатого воздуха, обычно называемая характеристикой эрлифта, должна соответствовать характеристике скважины. Исходя из условия неразрывности связи скважина — добычное оборудование, имеем

$$Q_{\text{эр}} = Q_{\text{скв}}(H_{\text{ст}}; K_{\text{ф}}; m),$$

где $H_{\text{ст}}$ — глубина статического уровня; $K_{\text{ф}}$ — коэффициент фильтрации; m — мощность напорного горизонта, м.

$$Q_{\text{скв}} = (H_{\text{д}} + H_{\text{ст}}) q, \quad (2.51)$$

где $H_{\text{д}}$ — глубина динамического уровня, м; q — удельный дебит, $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{м})$.

Удельный дебит — свойственная характеристика добычной скважины и зависит от фильтрационных свойств продуктивного горизонта.

В случае квазиустановившегося режима фильтрации

$$q = \frac{4\pi K_{\text{ф}} m}{\ln \frac{2,25 a_{\text{пл}} t}{r_0^2}}, \quad (2.52)$$

где π — архимедово число; $K_{\text{ф}}$ — коэффициент фильтрации, м/с; m — мощность гидрогеологического горизонта, м; $a_{\text{пл}}$ — коэффициент пьезопроводности, $\text{м}^2/\text{сут}$; t — время отработки добычной скважины, принимаемое равным времени отработки запасов в выделенном блоке, сут; r_0 — радиус фильтра добычной скважины, м.

Правомерность применения в основном уравнении характеристики скважины, выведенной Ч. Тейсом, времени эксплуатации скважины по отработке запасов заключается в следующем. Коэффициент пьезопроводности для напорных пластов находится в пределах 10^4 — 10^5 $\text{м}^2/\text{сут}$. Оптимальное время отработки запасов блока по практическим данным составляет 2—3 года. Диаметр применяемых фильтров редко превышает 0,2 м. Вследствие того, что коэффициент пьезопроводности намного больше времени отработки блока, сделанное допущение возможно с погрешностью, допустимой для инженерных расчетов.

Динамический уровень

$$H_{\text{д}} = L - H_{\text{п}}, \quad (2.53)$$

где L — длина эрлифта, м.

Подставляя выражения (2.51)—(2.53) в уравнение (2.50) и решая его относительно $Q_{\text{эр}}$, получаем зависимость подачи эр-

лифтной установки от условий эксплуатации и конструктивных особенностей применяемого оборудования:

$$Q_{\text{эр}} = \frac{gS^2 \left[\sqrt{\frac{1}{q^2} + \frac{2(Q_{\text{в}} + Sv_{\text{всп}})^2}{g^2 S^4 v_{\text{всп}}^2}} \left(1 + \frac{\lambda}{d} L + \Sigma \zeta \right) \left(L \frac{Q_{\text{в}}}{Sv_{\text{всп}} + Q_{\text{в}}} - H_{\text{ст}} \right) - \frac{1}{q} \right]}{\left(\frac{Q_{\text{в}}}{Sv_{\text{всп}}} + 1 \right)^2 \left(1 + \frac{\lambda}{d} L + \Sigma \zeta \right)} \quad (2.54)$$

Полученная формула дает возможность определять подачу и удельный расход воздуха в зависимости от условий эксплуатации.

Таким образом, в результате теоретических исследований получено выражение, позволяющее планировать объемы откачки эрлифтным раствороподъемом с учетом основных горно-геологических особенностей пластов, предназначенных для подземного выщелачивания.

2.3.5. Глубинные насосы

Насосы, специально предназначенные для подачи воды из скважин, шурфов и шахт, называются скважинными и используются для водоснабжения, понижения уровня грунтовых вод, осушения котлованов, дренажных установок. Наибольшее распространение имеют две системы скважинных лопастных насосов: с трансмиссионным валом (раньше назывались артезианскими) и с погружным электродвигателем.

Применение погружных электронасосов при отработке месторождений методом подземного выщелачивания характеризует качественно новую ступень в развитии этого метода.

На режим работы каждого насоса оказывают влияние внешние и внутренние характеристики системы скважина — насос, что подтверждается множеством значений подачи насосных установок определенного типоразмера, эксплуатируемых в различных горно-геологических условиях.

Изменение режима работы одной из составляющей звена системы приводит к изменению параметров другой, а поскольку для эффективной работы насоса требуемые подача и напор должны соответствовать паспортным данным, возникает необходимость теоретических исследований условий, при которых характеристики насосов и добычных скважин согласовываются.

Общепринято, что напорная характеристика погружного центробежного насоса с достаточной степенью точности может быть выражена аналитическим уравнением:

$$H_{\text{н}} = aQ_{\text{н}}^2 + bQ_{\text{н}} + H_0, \quad (2.55)$$

где H_n — полный напор, развиваемый насосом при определенной подаче, м; Q_n — подача насоса, м³/с; H_0 — напор в режиме нулевой подачи, м; a (с²/м⁵) и b (с/м²) — постоянные коэффициенты, характеризующие кривизну параболического изменения напора.

Для описания динамического равновесия системы скважина — погружной насос выведем уравнение необходимого напора насоса H_n при учете, что насос опускается в скважину на определенную глубину $H_{пр}$. Примем очевидное равенство

$$H_n = H_v - H_{пр}, \quad (2.56)$$

где H_v и $H_{пр}$ — напор соответственно на выходе и на приеме в насос, м.

Напор на выходе зависит от глубины спуска насоса и от потерь напора в водоподъемном трубопроводе и запорной арматуре.

Потери напора в трубопроводах складываются из потерь на преодоление трения при движении жидкости по трубопроводу h_l и потерь на преодоление сопротивлений в его фасонных частях (местных сопротивлений) h_m , т. е. $h_w = h_l + h_m$.

С учетом уравнения из гидравлики по определению потерь напора, а также выражения для скорости ($v^2 = 16Q^2/\pi^2 D^4$) общие потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений

$$h_w = \frac{8Q_n^2}{\pi^2 g D^4} \left(\frac{\lambda H_{сп}}{D} + \Sigma \xi \right),$$

где Q_n — подача насоса, м³/с; D — внутренний диаметр водоподъемного трубопровода, м; λ — коэффициент трения трубопровода; $H_{сп}$ — глубина спуска насоса, м; ξ — коэффициент местных сопротивлений.

Напор на выходе из насоса с учетом приведенного выше уравнения

$$H_v = H_{сп} + \frac{8Q_n^2}{\pi^2 g D^4} \left(\frac{\lambda}{D} H_{сп} + \Sigma \xi \right). \quad (2.57)$$

С изменением подачи насоса при определенной глубине спуска насоса изменяется динамический уровень растворов в добычной скважине. Поэтому напор на приеме в насос можно выразить с учетом характеристики самой скважины, т. е.

$$H_{пр} = H_{сп} - \left(H_{ст} + \frac{Q_n}{q} \right), \quad (2.58)$$

где $H_{пр}$ — напор на приеме в насос, м; $H_{ст}$ — первоначальный уровень растворов в скважине до спуска насоса, м.

В случае квазиустановившегося режима фильтрации

$$q = 4\pi K_{\Phi} m / R_c.$$

где R_c — безразмерное гидравлическое сопротивление скважин, определяемое по специальным показательным интегральным функциям.

Безразмерное сопротивление R_c связано с диаметром фильтра через специальные функции:

$$R_c = -E_i(-\alpha_0); \quad \alpha_0 = \frac{r_0^2}{4a_0 t},$$

где r_0 — радиус фильтра скважины, м; a_0 — коэффициент пьезопроводности, м/с; t — время, с.

Подставляя найденное выражение q в уравнение (2.58), получаем

$$H_{\text{пр}} = H_{\text{ст}} - \left(H_{\text{ст}} + \frac{Q_n R_c}{4\pi K_{\Phi} m} \right).$$

С учетом уравнений (2.57), (2.58) формула (2.56) примет вид

$$H_n = H_{\text{ст}} + \frac{Q_n R_c}{4\pi K_{\Phi} m} + \frac{8Q_n^2}{\pi^2 g D^4} \left(\frac{\lambda}{D} H_{\text{ст}} + \Sigma \zeta \right). \quad (2.59)$$

Искомый напор должен находиться на кривой характеристики [см. формулу (2.55)] выбранного типоразмера насоса, поэтому получаем совместное уравнение для системы скважина — насос, которое относительно подачи будет иметь вид

$$Q_n^2 \left[a - \frac{8}{\pi^2 g D^4} \left(\frac{\lambda}{D} H_{\text{ст}} + \Sigma \zeta \right) \right] + Q_n \left(\frac{R_c}{4\pi K_{\Phi} m} - b \right) + (H_0 - H_{\text{ст}}) = 0. \quad (2.60)$$

В результате решения уравнения (2.60) получаем выражение для определения подачи насоса:

$$Q_n = \frac{\left(\frac{R_c}{4\pi K_{\Phi} m} - b \right) \pm \sqrt{\left(\frac{R_c}{4\pi K_{\Phi} m} - b \right)^2 - 4 \left[a - \frac{8}{\pi^2 g D^4} \left(\frac{\lambda}{D} H_{\text{ст}} + \Sigma \zeta \right) \right] (H_0 - H_{\text{ст}})}}{2 \left[a - \frac{8}{\pi^2 g D^4} \left(\frac{\lambda}{D} H_{\text{ст}} + \Sigma \zeta \right) \right]} \quad (2.61)$$

Анализируя напорные характеристики погружных электронасосов, можно установить, что независимо от их типоразмера коэффициент принимает отрицательные значения, вследствие

этого численные значения, выходящие из-под знака радикала, должны также иметь отрицательный знак.

Таким образом, в результате теоретических исследований получено аналитическое выражение совместного решения характеристик насосов и характеристики добычных скважин. Это позволяет определять подачу насосов в зависимости от горно-геологических условий разработки месторождений методом подземного выщелачивания.

2.3.6. Гидромониторы и насадки

Гидромониторы — это такие устройства, которые служат для формирования плотной гидравлической струи, а также для управления ею. Гидромонитор ГМН-250 для работы на открытых разработках или в подземных выработках состоит из следующих составных частей (рис. 2.18): подводящего патрубка 1, шарового соединения 6, ствола 10 с насадкой 11, приспособлений 12 для закреплений монитора и его управления.

В соединении верхнего колена с нижним используется шарикоподшипниковая обойма. Основные узлы гидромонитора ГМН-250 изготавливаются из стального литья. Отдельные элементы соединяются быстроразъемными фланцами, что облегчает процесс демонтажа и переноса гидромонитора. В горизонтальном шарнире используются самоуплотняющиеся сальники.

Как уже отмечалось, качество струи определяется условиями ее формирования в каналах ствола 10 гидромонитора. Это до-

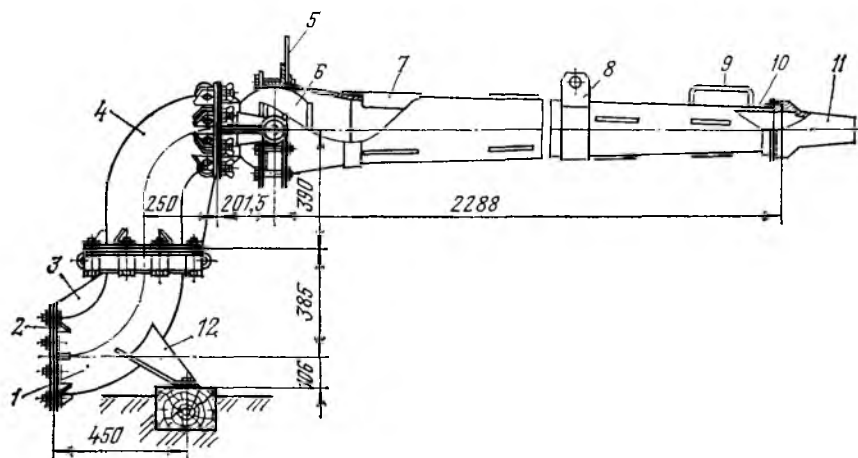


Рис. 2.18. Конструктивная схема гидромонитора ГМН-250:

1 — подводящий патрубок; 2 — фланец; 3 — подкос; 4 — верхнее колено; 5 — опора с кольцом для рычага; 6 — шаровое соединение; 7 — ребра жесткости; 8 — хомут (для рычага); 9 — скоба; 10 — ствол; 11 — насадка; 12 — приспособление для закрепления монитора

стигается соответствующей обработкой деталей и правильной тщательной сборкой. Все трущиеся части тщательно обрабатываются.

Для гидромониторов применяются насадки *II* с конической сходящейся частью (угол конусности около 13°) и цилиндрическим патрубком в конце. Каждый гидромонитор снабжают несколькими насадками (с различными входными диаметрами) для регулирования расхода воды. Внутренняя поверхность литых насадок тщательно шлифуется.

Гидравлический расчет гидромонитора осуществляется по следующим формулам [15].

Скорость (м/с) вылета струи из насадки $v = \varphi \sqrt{2gH}$.

Расход воды $Q = \mu F \sqrt{2gH}$.

Диаметр насадки

$$d = \sqrt{\frac{4}{\mu \pi \sqrt{2g}}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \approx 0,55 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}},$$

где $\sqrt{\frac{4}{\mu \pi \sqrt{2g}}} \approx 0,55$; $\varphi = 0,92 \div 0,96$ — коэффициент скорости; F — площадь поперечного сечения насадки, м^2 ; $\mu = 0,92 \div 0,96$ — коэффициент расхода, $\mu = \alpha \varphi$; H — рабочий напор перед насадкой; $\alpha \approx 1$ — коэффициент сжатия струи.

Потери напора в гидромониторе

$$\Delta H = \varphi_1 \frac{l}{d} \frac{\rho u_{\text{ср}}^2}{2} = \alpha_2 Q^2,$$

где α_2 — значение постоянных параметров и коэффициентов в формуле Дарси-Вейсбаха; для гидромониторов в зависимости от диаметра ствола и насадки $\alpha_2 = 30 \div 350$; Q — секундный расход, $\text{м}^3/\text{с}$, $Q = 0,80 \div 0,20 \text{ м}^3/\text{с}$ соответствует $\Delta H = 0,6 \div 3,0 \text{ м}$.

Для определения числа рабочих гидромониторов необходимо знать характеристику пород, схему разработки и высоту уступа, по которым с помощью нормативов определяются удельный расход q воды и напор H . Задаваясь диаметром насадки, можно определить производительность гидромонитора Q . Число рабочих гидромониторов

$$n = \frac{V_s q}{t K_b Q},$$

где V_s — объем породы, подлежащей выемке, м^3 ; q — удельный расход воды, $\text{м}^3/\text{м}^3$; t — время работы, ч; $K_b = 0,65 \div 0,85$ — коэффициент использования оборудования; Q — производительность гидромонитора, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Техническая производительность гидромонитора в 1 ч чистой работы

$$Q_{\tau} = \frac{QKi}{q},$$

где K — коэффициент, учитывающий наличие перекачивающих станций; i — число станций перекачки.

Годовая производительность ($\text{м}^3/\text{год}$) гидромонитора

$$Q_{\Gamma} = Q_{\tau} T_{\Gamma} K_{\text{в}},$$

где T_{Γ} — годовой фонд рабочего времени, ч.

В насадках *11* (см. рис. 2.18) завершается формирование гидравлической струи. При работе гидромониторов следует учитывать, что насадки больших размеров сохраняют свои первоначальные динамические характеристики на больших расстояниях.

2.4. КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ

Центробежные насосы подразделяют: по конструкции — на цельнокорпусные, секционные и спиральные (с горизонтальным разъемом корпуса); по характеру соединения рабочих колес — на одно- и многопоточные; по числу ступеней — на одно- и многоступенчатые; по расположению насоса — на горизонтальные и вертикальные.

Насосы возвратно-поступательного действия можно классифицировать по следующим признакам: способу действия поршня — одно- или двустороннего действия; положению поршня и цилиндра — горизонтальные и вертикальные; форме поршня — дисковые и плунжерные; типу привода — электро- и дизелеприводные.

Наибольшее распространение получили следующие конструктивные схемы роторных насосов: шестеренные (двух- и многшестеренные, с наружным или внутренним зацеплением); винтовые (одно- и многвинтовые); пластинчатые (одно- и многпластинчатые).

2.4.1. Секционные центробежные насосы

Многоступенчатые центробежные секционные насосы (табл. 2.2) — основной тип насосов, применяемых в главном и участковом рудничном водоотливе.

В обозначение типоразмеров насосов входят: начальные буквы — наименование насоса — ЦНС (центробежный секционный); цифры после букв — номинальная подача насоса ($\text{м}^3/\text{ч}$); цифры после дефиса — напор в расчетном режиме в метрах (при минимальном и максимальном числах ступеней). Буква K

Таблица 2.2

Насосы	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность электродвигателя, кВт	К. п. д.	Масса, кг
ЦНС38-50 ÷ 250	38	50—250	1475	13—55	0,62	506—1101
ЦНС38-44 ÷ 220	38	44—220	2950	7,5—40	0,69	185—409
ЦНС60-5х ÷ 250	60	50—250	1475	15—75	0,63	535—1130
ЦНС60-66 ÷ 330	60	66—330	2950	22—100	0,65	239—520
ЦНС105-98 ÷ 490	105	98—490	2950	55—250	0,68	480—1086
ЦНС180-85 ÷ 425	180	85—425	1475	75—320	0,70	639—1620
ЦНС180-476 ÷ 680	180	476—680	2950	380—500	0,72	1312—1687
ЦНС300-120 ÷ 600	300	120—600	1475	160—800	0,71	1127—2675
ЦНС300-700 ÷ 1000	300	700—1000	2950	735—1050	0,74	2053—2440
ЦНС180-500 ÷ 900	180	500—900	2970	340—612	0,72	2210—2610
ЦНС300-780 ÷ 1300	300	780—1300	2970	839—1395	0,76	1960—2480
ЦНСГ800-250 ÷ 1000	800	250—1000	1475	725—2900	0,75	4220—7226

после ЦНС обозначает, что насос предназначен для перекачивания агрессивной среды (кислотной).

В корпусе насоса ЦНС38-50 ÷ 250 находятся всасывающая и нагнетательная крышки, направляющие аппараты с установочными кольцами и наружные кронштейны для подшипников качения, на которые опирается вал насоса. Вал насоса на выходе из корпуса насоса уплотняется сальниками с мягкой набивкой.

Ротор насоса состоит из вала, на котором закреплены рабочие колеса, дистанционная втулка и разгрузочный диск. Правильность установки ротора в корпусе насоса проверяется по контрольной риске, которая ставится на валу за передним вкладышем со стороны муфты.

Схема движения жидкости в насосе следующая: из всасывающего трубопровода вода поступает в крышку всасывания, первое рабочее колесо, каналы направляющего аппарата и во все последующие колеса. Последнее рабочее колесо подает воду в направляющий аппарат, крышку нагнетания и в нагнетательный трубопровод.

Рабочие колеса насоса закрытые, радиального типа, с односторонним всасыванием. Осевое усилие в конструкции насосов уравновешивается гидравлической пятой и самоустанавливающимися уплотнительными кольцами и втулками разгрузки.

Вал насоса уплотняется двумя сальниками с хлопчатобумажной набивкой и гидравлическим затвором, куда вода подается из полости за первым рабочим колесом. Надежно выполненные уплотнения устраняют засасывание воздуха в насос.

Напор подбирается путем установки на вал насоса необходимого числа рабочих колес и направляющих аппаратов.

Насосы ЦНС 38-50÷250 предназначены для откачивания на участковом водоотливе нейтральной воды с температурой до 353 К и содержанием механических примесей не более 0,5 % по массе при размере твердых частиц до 0,2 мм; насосы ЦНСК60-40÷200 — для откачивания кислотной воды с температурой до 333 К с содержанием серной кислоты не более 0,5 % и механических примесей не более 0,5 % при размере твердых частиц не более 0,2 мм.

Насосы ЦНС180-85—ЦНС180-425; ЦНС300-120—ЦНС300-600 — горизонтальные, многоступенчатые с вертикальным разъемом на отдельные секции, скрепляются стяжными болтами, составляя единый корпус (рис. 2.19). Эти насосы используют для шахт глубиной до 600 м при откачке нейтральных шахтных вод. Направляющие аппараты 7, их корпуса 9, 12, крышки всасывания 13 и нагнетания 6, передний 17 и задний 1 кронштейны изготавливаются из чугуна. Секции стянуты стальными болтами 14. Стыки между ними уплотнены резиновыми шнурами диаметром 10 и 6 мм.

Ротор насоса состоит из вала 2, на котором закреплены рабочие колеса 8, дистанционная втулка 5, упорное кольцо 16, защитная рубашка 15, гидравлическая пята 4 и упорная втулка 3. Правильность установки ротора в корпусе насоса проверяется по контрольной риске, которая ставится на валу за передним вкладышем со стороны муфты. Опорами вала служат два радиальных подшипника 18. В насосах ЦНС300-120 — ЦНС300-600 вал опирается на подшипники скольжения, которые установлены на кронштейнах. На гайке 19 переднего подшипника нанесена контрольная риска для установки ротора. Внутренние уплотнения насоса приняты щелевыми; они образованы поясками рабочих колес и уплотняющими чугунными кольцами 10 и 11.

Насосы соединены с электродвигателем через упругую втулочно-пальцевую муфту. Полумуфта 20 на валу насоса посажена по напряженной посадке до заплечика вала. Направление вращения насоса правое, т. е. по часовой стрелке со стороны электродвигателя. Осевое усилие уравнивается с помощью гидравлического разгрузочного устройства, состоящего из гидропяты и устройства разгрузки.

Насосы ЦНС180-85÷425 и ЦНС300-120÷600 предназначены для откачивания нейтральной воды с температурой не более 333 К и содержанием механических примесей до 0,2 % по массе при размере твердых частиц до 0,2 мм.

Большой практический интерес представляют разработки секционных многоступенчатых насосов ЦНС300-700÷1000. Для напора насоса порядка 800—1000 м на валу устанавливают до

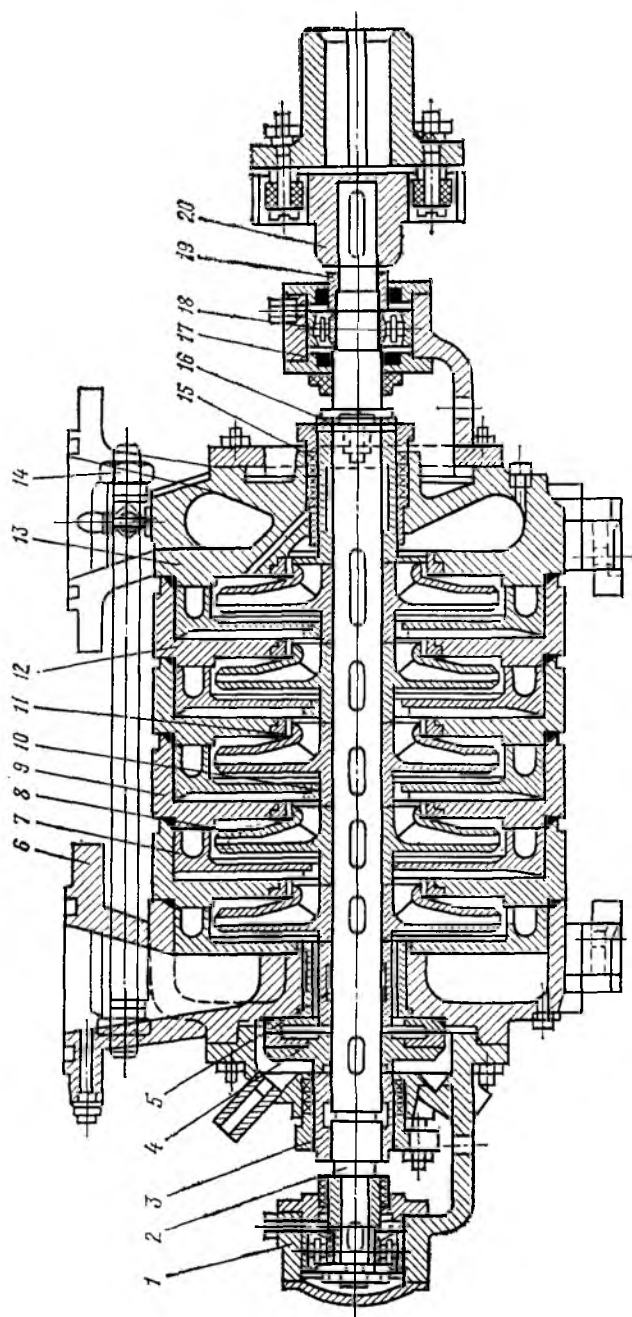


Рис. 2.19. Насосы ЦНС 180-85, ЦНС 180-425 и ЦНС 300-120, ЦНС 300-600

10 рабочих колес, что позволяет применять одноступенчатую схему работы водоотлива с глубоких горизонтов.

При испытаниях насосов ЦНС300-700÷1000 их подача составляла 348 м³/ч при напоре 788 м, что близко к правой границе рекомендуемой заводом рабочей зоны (250—360 м³/ч), расход через разгрузочное устройство при этом составил $q = 10 \div 14$ м³/ч, или 3—4,2 % от подачи насоса. Последовательно с главным насосом работает бустер-насосный агрегат ВП-340 с подачей 340—360 м³/ч при подпоре $H_n = 15$ м.

При достижении верхнего уровня воды в водосборнике включается бустер-насосный агрегат, который производит заливку главного насоса. Залитый насос включается и автоматически открывается задвижка на нагнетательном трубопроводе. При снижении уровня воды в водосборнике до предельной отметки поступает импульс на закрывание задвижки на ставе, отключается электродвигатель главного насоса и через 1,5—2,5 мин бустер-насосный агрегат. Насосный агрегат высокого давления оборудуется системами: автоматического контроля, заливки главного насоса по времени и давлению, продолжительности пуска насосных агрегатов, температуры воды и воздуха для охлаждения корпуса двигателя и температуры масла для охлаждения подшипников насосных агрегатов.

2.4.2. Консольные насосы

Консольный лопастной насос — это горизонтальный насос, у которого рабочие органы закреплены на консольном конце вала (отсюда название консольный). Консольный насос типа К (рис. 2.20) состоит из рабочего колеса 2, которое с помощью гайки и шпонки закреплено на валу 6. Цельнолитая спиральная камера 15 с напорным патрубком НП болтами крепится к опорной раме 12. Торцовая расточка, диаметр которой несколько превышает диаметр рабочего колеса, закрыта крышкой 1, отлитой вместе с входным патрубком ВП. В случае необходимости можно, сняв крышку 1, извлечь рабочее колесо 2, не производя полной разборки насоса. Вал 6 насоса крепится в шарикоподшипниках 8 и 7, установленных в расточках опорной рамы, часть которой образует ванну, заполняемую маслом. На конце вала насажена полумуфта 10, которая смыкается с полумуфтой 9, насаживаемой на конец вала электродвигателя.

Для уменьшения протечек из спиральной камеры во входной патрубок ВП по зазорам служит кольцевое уплотнение 16. Для снижения действующего на рабочее колесо осевого усилия предусматриваются второе кольцевое уплотнение 13 и отверстия 14. Весьма ответственный элемент насоса — сальник, уплотняющий отверстие, через которое проходит вал. Отверстия 14 приводят к тому, что такой же вакуум образуется и у сту-

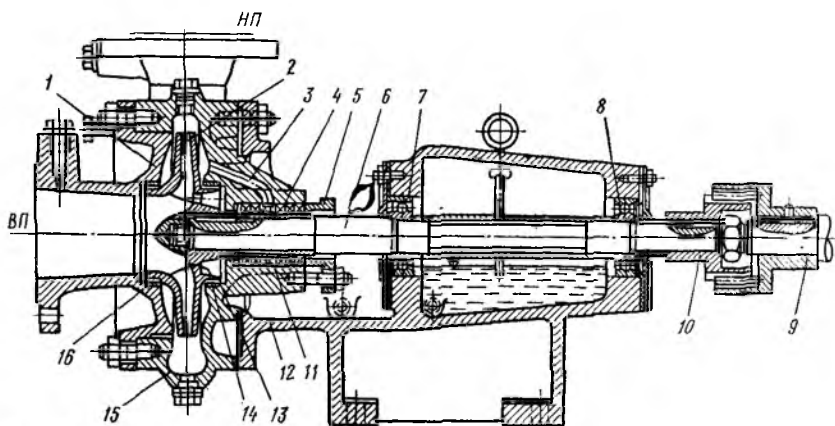


Рис. 2.20. Консольный насос типа К

пицы колеса со стороны вала. Поэтому при недостаточной герметичности уплотнения вала во всасывающий патрубок в процессе работы насоса будет попадать воздух, что весьма опасно, так как это может привести к срыву работы насоса. С целью повышения надежности уплотнения сальник снабжают водяным замком. Между сальниковой набивкой 4 (хлопчатобумажный жгут, проваренный в сале с графитовой пудрой) вставлено металлическое распорное кольцо 11, к которому через отверстие 3 подводится вода под давлением из спиральной камеры (во многих насосах вода подводится через внешнюю трубку), что исключает проникновение воздуха в камеру рабочего колеса. Сальник затягивается нажимной крышкой 5 с помощью болтов. По мере износа сальниковой набивки при подтекании сальника производится периодическая подтяжка крышки 5. Напорный патрубок НП вместе со спиральной камерой может поворачиваться на 90° и устанавливаться при монтаже в любое из четырех положений (два горизонтальных и два вертикальных).

2.4.3. Насосы двустороннего входа

Насос двустороннего действия типа Д имеет входной и напорный патрубки, представляющие собой единую литую деталь вместе с корпусом 12 и опорными лапами 10 и 11 (рис. 2.21). Таким образом, всасывающий и напорный трубопроводы подходят к насосу горизонтально. Крышка насоса 6 крепится к корпусу болтами (осевой разъем). Рабочее колесо 7 насажено на горизонтальный вал 2. Каналы а соединяются с входным патрубком и вода подводится к рабочему колесу с двух сторон (отсюда название двустороннего входа). Из рабочего колеса

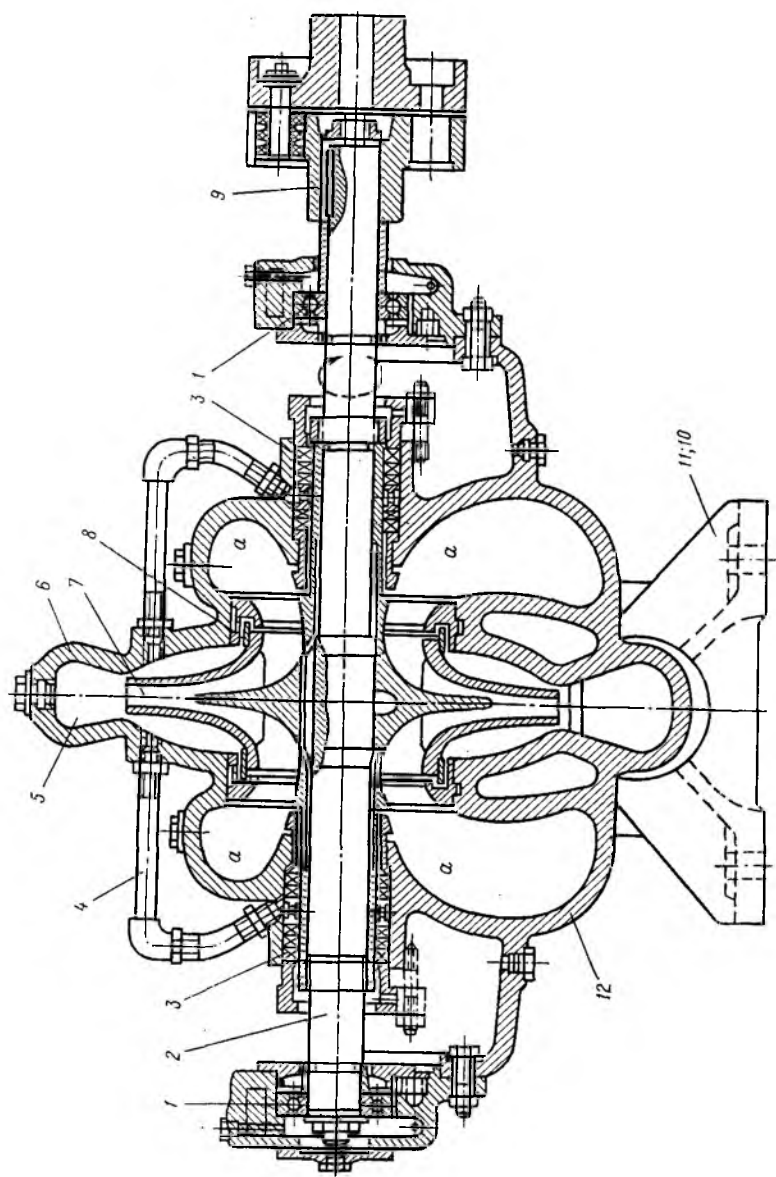


Рис. 2.21. Насос двустороннего входа типа Д

вода выбрасывается в специальный отвод 5, по которому подается в напорный патрубок. Вал опирается на подшипники 1 и муфтой 9 соединяется с валом электродвигателя. Поскольку сальники 3 уплотняют полости а, в которых может быть довольно глубокий вакуум, они снабжены водяным замком. Вода к сальникам из полости повышенного давления подводится патрубками 4. На ободьях рабочего колеса предусмотрены кольцевые уплотнения 8. Рабочее колесо насоса двустороннего входа является, по существу, спаренным, в сравнении с рабочим колесом консольного насоса.

Отличительные особенности насосов типа Д — почти в 2 раза бóльшая подача по сравнению с консольными при тех же диаметрах рабочего колеса: уравновешенность осевых нагрузок рабочего колеса, что облегчает работу подшипников; возможность извлечения рабочего колеса с валом без необходимости отсоединения подводящих к насосу трубопроводов.

2.4.4. Центробежные насосы со спиральным отводом (спиральные)

Спиральные насосы получили широкое применение при оборудовании водоотливных установок в сложных гидрогеологических условиях. Отличительные конструктивные особенности спиральных насосов — четное число рабочих колес, разъемность корпуса по горизонтальной плоскости, расположение напорного и всасывающего патрубков в нижней части корпуса. Эта конструктивная особенность позволяет производить ревизию насоса без отсоединения трубопроводов и электродвигателя.

Осевое усилие уравновешивается симметричным расположением входных отверстий рабочих колес, а неуравновешенная составляющая воспринимается радиально-упорными шарикоподшипниками, фиксирующими положение ротора в корпусе насоса. Электродвигатель соединяется с насосом эластичной муфтой, что сглаживает динамические нагрузки при пуске насосного агрегата.

Рассмотрим характеристики и опыт эксплуатации отдельных типов спиральных насосов.

Насосы 3В-200×2 и 3В-200×4 (рис. 2.22) выполняются двух- и четырехступенчатыми, с горизонтальным валом, рабочими колесами с односторонним входом с подачей от 250 до 540 м³/ч при напоре до 240 м. Всасывающий и нагнетательный патрубки расположены в нижней части корпуса и направлены в противоположные стороны, что упрощает присоединение их к внешним трубопроводам. Подшипники насосов — шариковые, двухрядные, радиально-упорные — имеют смазку и водяное охлаждение. Поток жидкости между ступенями четырехступенча-

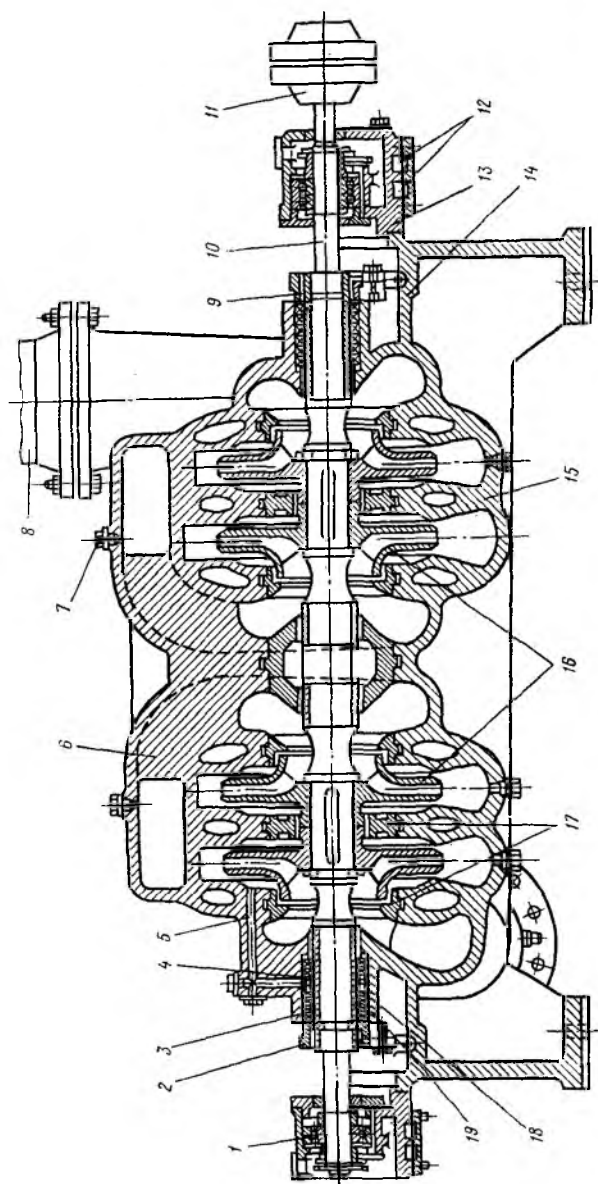


Рис. 2.22. Насос 3В-200Х4:

1 — корпус подшипника; 2 — крышка гидравлического уплотнения; 3 — защитная втулка; 4 — кольцо гидравлического уплотнения; 5 — трубка; 6 — крышка насоса; 7 — пробка; 8 — магистральный трубопровод; 9 — магистральный трубопровод; 10 — муфта; 11 — вал; 12 — камера; 13 — корпус подшипника; 14 — крышка; 15 — кривошип; 16 — рабочее колесо; 17 — уплотнительные кольца; 18 — хлопчатобумажная набивка; 19 — стойка

того насоса движется по внешним обводным трубам, которые расположены в разных плоскостях.

Сальники выполнены с мягкой набивкой, для охлаждения их со стороны первой ступени предусмотрено кольцо водяного охлаждения, а для защиты от истирания вала о сальниковую набивку — специальные втулки. Длительный опыт эксплуатации насосов на свинцовых и алюминиевых рудниках показал, что они работают с высокой надежностью, имеют к. п. д. 0,6—0,72 и малую высоту всасывания (3—3,5 м). Особо высокая надежность эксплуатации получена при эксплуатации их с отрицательной высотой всасывания, когда отсутствует кавитация.

Насосы 10НМК-2 получили широкое распространение на рудниках цветной и черной металлургии при откачке пресных вод. Насосы рассчитаны на высокое давление, имеют два рабочих колеса с односторонним подводом жидкости. Сальник со стороны всасывания имеет водяное уплотнение, что предотвращает подсосы воздуха во время работы. Корпус, рабочие колеса и уплотнительные кольца выполнены из чугуна.

Ротор насоса представляет собой вал, на который насажены рабочие колеса, шарикоподшипники, маслоотделители и стягивающие гайки. Разгрузка осевого усилия достигается встречным расположением рабочих колес. Для уплотнения между ступенями насоса закрепляют специальные кольца из хлопчатобумажного просаленного шнура.

Во время работы насоса в гидравлический затвор непрерывно подается вода из первой ступени для устранения подсосов воздуха, охлаждения буксы сальника и вала ротора. Насосы 10НМК-2 успешно эксплуатируются при отрицательной высоте всасывания и работают по 3000 ч непрерывно без каких-либо аварий и неполадок при среднем значении к. п. д. 0,65—0,7.

Насосы 14М-12×4 изготавливают четырехступенчатыми, с горизонтальным разъемом корпуса и рабочими колесами с односторонним подводом жидкости. Корпус, крышка и рабочие колеса насоса выполнены из высококачественного серого чугуна МСЧ32-52, стальной вал защищен у сальников сменными втулками.

Опорами вала служат три подшипника, из них два крайних выполнены скользящего типа с залитыми баббитом вкладышами и кольцевой смазкой, аналогичного типа средний подшипник — с водяной смазкой.

Осевое усилие уравнивается симметричным расположением колес.

Насосы 14М-8×4 получили распространение в условиях обводнения рудных месторождений, где притоки рудничных вод составляют 600—1200 м³/ч. Насосы этого типа — горизонтальные, четырехступенчатые, с уравновешенным ротором и охлаж-

даемыми водой сальниками. Вал ротора насоса опирается на два двухрядных шарикоподшипника, что повышает надежность его работы по сравнению с другими насосами спирального типа. На рудниках насосы эксплуатируют при отрицательной высоте всасывания без бустер-насосных агрегатов за счет применения гидравлического затвора для сальников, что устраняет кавитацию. Разъемный по горизонтальной плоскости корпус насоса позволяет произвести ревизию насоса в течение одной смены.

Осевое усилие в насосе уравнивается симметрично расположенными на валу колесами. Характеристики насоса, полученные в процессе испытаний, имеют плавное снижение и подачу 580—610 м³/ч при напоре 370—380 м и к. п. д. 0,7—0,73. В процессе длительной эксплуатации насоса 14М-8×4 отсутствовали вибрация насоса, перегрев подшипников и сальников.

В условиях водоотлива обводненных рудных месторождений и глубоких горизонтов начинают находить применение центробежные насосы, разработанные для нефтяной промышленности. Эти насосы спирального типа, с горизонтальным разъемом корпуса, частотой вращения 3000 мин⁻¹, подачей 500—3000 м³/ч, напором до 800—900 м. Указанные насосы могут работать только при отрицательной высоте всасывания.

Насосы 8НД-10×5 — центробежные, пятиступенчатые с последовательным соединением рабочих колес с помощью переходных труб. Всасывающий и нагнетательный патрубки расположены в нижней части корпуса, что позволяет осуществлять ревизию насоса без демонтажа трубопроводов.

Рабочее колесо первой ступени имеет двусторонний подвод жидкости и насажено на вал по тугой посадке, а остальные колеса сконструированы с односторонним входом и закреплены на валу попарно по скользящей посадке. Уплотнительные кольца имеют горизонтальный разъем, что позволяет их заменять без разборки ротора.

Сальниковые уплотнения вала выполнены в торцовом исполнении с мягкой набивкой, разгрузка давления перед уплотнением достигается отводом жидкости в приемный патрубок.

Опорами вала служат подшипники скольжения с кольцевой смазкой и водяным охлаждением. Осевое усилие, действующее на ротор, воспринимается опорными шарикоподшипниками.

Насос приводится в действие асинхронным двигателем АТД-500 в закрытом исполнении мощностью 500 кВт.

Насосы 16НД-10×1 по конструкции аналогичны рассмотренным выше. Отвод насоса выполнен в виде двухвитковой спирали, что разгружает ротор от осевого усилия. Рабочие стальные колеса изготавливают с двусторонним входом, сварной конструкции, они подвергаются тщательной обработке, что обеспечивает высокую чистоту водопроводящих каналов и точность поверхностей лопаток.

Насосы 12НД-11×2 более экономичны чем насосы 8НД-10×5, имеют более высокий к. п. д. и меньшую установленную мощность электродвигателей.

Насосы 12НД-11×2 — двухступенчатые, спирального типа, с рабочими колесами с двусторонним входом, двухвитковыми спиральными отводами и переводными трубами. Усовершенствованные дроссельные уплотнения лабиринтного типа уменьшают утечки между рабочими колесами и корпусом. Рабочие колеса насоса выполнены литыми из чугуна с защитными стальными кольцами. Сальниковые уплотнения изготовлены в торцовом исполнении. Опорами ротора служат сдвоенные шарикоподшипники с кольцевой смазкой. В одной из опор установлены радиально-упорные подшипники для уравнивания осевого усилия. Насосы обеспечивают номинальную подачу и напор при отрицательной высоте всасывания 10—15 м, что определяется конструкцией насосной камеры.

Насосы 4НДв-60 и другие такого типа — одноступенчатые, горизонтальные с полуспиральным подводом к двустороннему рабочему колесу — предназначены для перекачивания неагрессивных шахтных вод. Обозначение насоса: 4 — диаметр напорного патрубка (мм), уменьшенный в 25 раз; Н — насос; Д — двусторонний; «в» или «с» — высоконапорный или средненапорный; 60 — коэффициент быстроходности. Эти насосы используют при оттайке мерзлых пород и в установках водоотлива при напорах до 100 м, высоте всасывания 2,5—5,5 м. К. п. д. этих насосов составляет 70—80 %.

Область применения насосов этого типа определяется притоком воды: при 60—120 м³/ч — 5НДв-60, при 145—220 м³/ч —

Т а б л и ц а 2.3

Насос	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощ- ность, кВт	К. п. д., %	Допустимая высота всасывания, м
3НДв-60	200	36	1450	20	71	6,5
	250	40	1450	32	70	5,5
6НДв-60	320	50	1450	45	71	5,0
	360	54	1450	60	74	4,5
8НДв-60	600	40	960	72	78	5,5
	500	36	960	64	79	6,0
	720	90	1450	190	80	4,0
	720	70	1450	165	79	4,0
14НДс	1600	90	960	580	82	5,0
	1080	90	960	160	83	5,0
	900	30	960	120	85	5,0

6НДс-60, при 145—240 м³/ч—6НДв-60, при 270—480 м³/ч—8НДв-60.

Технические характеристики некоторых из рассматриваемых насосов приведены в табл. 2.3.

Рабочее колесо насоса 4НДв-60 насажено на вал на шпонке и зажато защитными втулками. Двусторонний подвод к рабочему колесу уравнивают осевые силы, остаточная неуравновешенность их воспринимается шарикоподшипником, установленным на свободном конце вала.

2.4.5. Глубинные центробежные насосы

Глубинные центробежные насосы составляют группу, отличающуюся по конструкции от обычных насосов с горизонтальным расположением вала. Вертикальное положение насоса в колодце или скважине предопределило такие конструктивные решения как восприятие гидравлической нагрузки, расположение и смазку подшипников, конфигурацию и размеры деталей насоса и их компоновку.

Первые конструкции глубинных насосов с погружными электродвигателями были построены на принципе создания противодействия, предотвращающего проникновение воды в электродвигатель. Для этого электродвигатель размещали в герметически закрытый корпус, в который подавали сжатый воздух. Насосы, имеющие сухие электродвигатели мощностью до 5 кВт с уплотнительными кольцами, изготовляют до 20—30 м и подачи до 40 м³/ч.

В глубинном насосе 1 (рис. 2.23) с маслозаполненным электродвигателем 3 использовано ртутное сальниковое уплотнение 6, которое предотвращает попадание воды в электродвигатель. Для масла в нижней части электродвигателя предусмотрен резервуар 4, наполняемый маловязким маслом, что обеспечивает минимальные потери на сопротивление при вращении ротора и высокую диэлектрическую прочность. Маловязкое масло применяется также для смазки подшипников электродвигателя.

Для того, чтобы уравновесить давление столба воды в скважине на ртуть в сальниковом устройстве и на масло в электродвигателе предусмотрено гидравлическое противодействие. Для этого в нижней части масляного резервуара электродвигателя имеется небольшое количество воды, сообщаемое с водой в скважине посредством трубки 5, подведенной со стороны всасывающей камеры 2.

Во время работы электродвигателя масло, расширяясь в объеме, беспрепятственно вытесняет некоторое количество воды из нижней части электродвигателя и перемещает уровень

ртути в сальниковом устройстве. Перед спуском насоса в скважину электродвигатель заливают водой, маслом и ртутью.

В полусухих электродвигателях ротор вращается в водяной среде, а статорная обмотка изолирована от воды тонкостенной гильзой, помещенной между ротором и статором. Гильза изготавливается из нержавеющей немагнитного сплава толщиной 0,4—0,6 мм.

Кроме глубинных насосов описанного типа изготавливают также глубинные насосы с полусухими электродвигателями, в которых между ротором и статором запрессована под высоким давлением гильза или помещена рубашка из тонкой листовой резины.

В некоторых конструкциях полусухих электродвигателей предусмотрены заполненные изоляционной массой герметические камеры для выступающих витков обмотки статора.

Насосы с мокрыми электродвигателями наиболее просты по конструкции и более экономичны по сравнению с насосами с полусухими электродвигателями.

В глубинных насосах используют обмоточный провод из изоляционного материала на полиэтиленовой основе, отличающийся отсутствием влагопоглощения, высокой стойкостью против пробоя, постоянством сопротивления изоляции при любой температуре обмотки, отсутствием признаков старения. В настоящее время глубинный насос с мокрым электродвигателем вытесняет другие типы водоподъемных устройств.

Ниже приведена техническая характеристика погружных центробежных электронасосов УЭЦНК-4-100-80 и УЭЦНК-6-360-150.

Погружные электронасосы предназначены для откачки агрессивной жидкости из добычных скважин. Откачиваемая жидкость представляет собой солевой

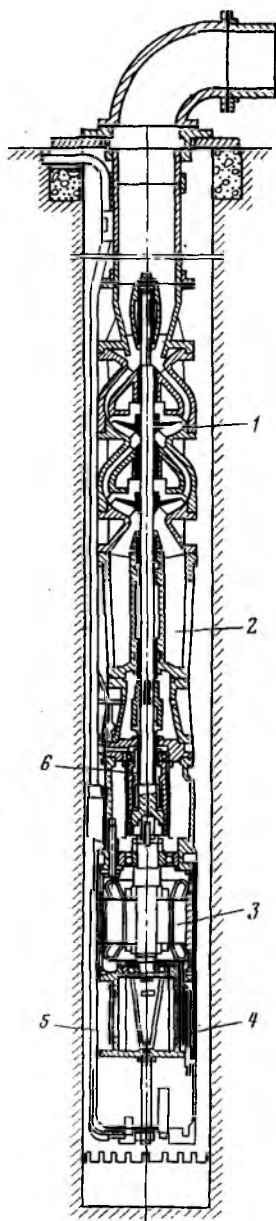


Рис. 2.23. Глубинный насос с маслозаполненным электродвигателем

Насосы	УЭЦНК-4-100-80	УЭЦНК-6-360-150
Подача, м ³ /ч	4,2	15,0
Напор, м	80	157
Частота вращения, мин ⁻¹	2750	2800
Число ступеней	21	18
К. п. д. (без учета потерь в токо- подводе, трубопроводах и поверх- ностном оборудовании), %	32	57,7
Рекомендуемая подача, м ³ /ч	2,5—5,2	8,4—18,4
Рекомендуемый напор, м	90—55	190—110
Привод:	Погружной электродвигатель	
тип	ПЭДГ 2-93	ПЭДГ 11-140
мощность, кВт	3	11
Габариты, мм:		
поперечный размер	95	145
длина	1860	2300
Масса, кг	40	120

раствор с содержанием избыточной серной кислоты не более 10 % и механических примесей не более 0,1 г/л при температуре раствора не выше 298 К.

2.4.6. Насосы в кислотоупорном исполнении

Насосы в кислотоупорном исполнении широко применяют в горной промышленности при откачке кислотных шахтных вод с содержанием свободной серной кислоты от 0,2 до 1,5 %. Их используют при перекачивании шахтных кислотных вод с рН < 7 и температурой не выше 313 К. Содержание механических примесей в воде не должно превышать 0,1 % по массе, крупность твердых частиц должна быть не более 1 мм. Насосы выпускаются с числом ступеней от 2 до 10. Технические данные насосов приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Насос	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность, кВт	Масса, кг	К. п. д.
4МСК-10×2 ÷ 10	60	66—330	2950	15—77	239—557	0,65
ЦНСК60-40 ÷ 200	60	40—200	1425	11—55	500—1092	0,60
ЦНСК180-85 ÷ 425	180	85—425	1475	60—298	655—1860	0,70
8МСК-7×2 ÷ 10	300	120—600	1475	145—720	1191—2680	0,68
ЦНСК500-160 ÷ 800	500	160—800	1475	300—1500	2432—5737	0,73

2.4.7. Грунтовые насосы

Грунтовые насосы предназначены для перекачки гидросмеси при разработке россыпных месторождений полезных ископаемых, для разработки карьеров и котлованов, транспорта грунта и полезных ископаемых и др.

Особенности конструкции грунтовых насосов определяются наличием большого количества твердых частиц в перекачиваемой гидросмеси, что создает чрезвычайно интенсивное абразивное воздействие, и необходимостью обеспечить пропуск довольно крупных включений (галька, куски породы), которые попадают с грунтом.

Грунтовый насос ГруЛ для легкого режима (рис. 2.24) имеет общую компоновку, аналогичную обычному консольному насосу, особенности его конструкции целиком определяются специфическими требованиями. Рабочее колесо 2 имеет относительно большую ширину b и только три-четыре лопатки, что диктуется необходимостью обеспечить достаточное проходное сечение. Массивный корпус 4 образует переходящую в напорный патрубок НП просторную приемную камеру с почти постоянным проходным сечением. К корпусу крепится крышка 1 с входным патрубком ВП, а сам корпус 4 через плиту 5 скреплен со станиной 12. Корпус и станина анкерными болтами закрепляются на фундаменте. Между рабочим колесом и деталями корпуса установлены защитные диски 3 и 6 из износостойчивой стали. В месте расположения сальника 8 на вал 9 надета защитная втулка, которая заменяется при изнашивании.

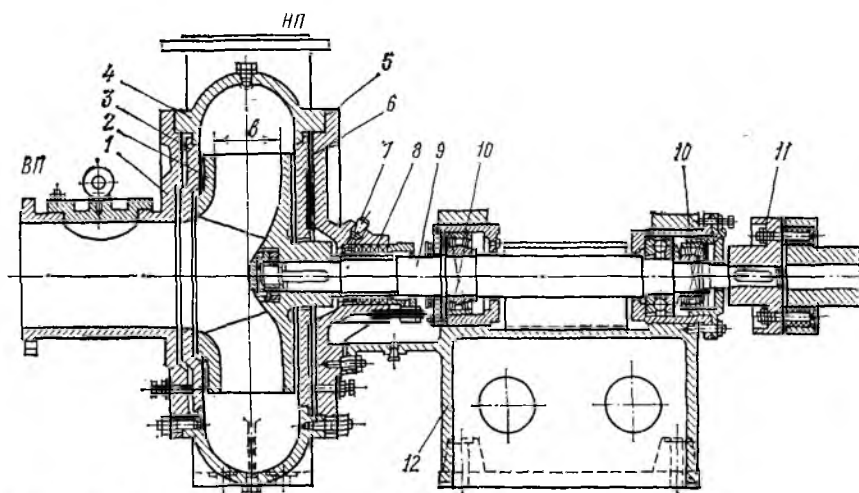


Рис. 2.24. Грунтовый насос типа ГруЛ

Для уменьшения числа твердых частиц, попадающих в полость между вращающимися и неподвижными деталями, через штуцер 7 подводится чистая вода с давлением 0,05—0,10 МПа. Вал закреплен на роликоподшипниках 10 и имеет шариковый упорный подшипник, воспринимающий осевое усилие (осевое усилие рабочего колеса не уравновешено). С помощью упругой муфты 11 вал насоса соединяется с валом электродвигателя.

Номенклатура грунтовых насосов включает большое число типоразмеров с диапазоном напоров от 10—15 м до 70—80 м и подачи от 11—18 до 14 000 м³/ч.

2.4.8. Поршневые и плунжерные буровые насосы

Промывочная жидкость в скважину в процессе ее промывки подается поршневыми и плунжерными насосами, которые входят в состав буровой установки. Требования к этим насосам определяются условиями их эксплуатации: физико-механическими свойствами буримых пород, глубиной, диаметром и назначением скважины, типом породоразрушающего инструмента и т. д.

Подача Q и напор H бурового насоса в процессе углубки скважины могут изменяться в широких пределах. Следовательно, буровой насос должен обеспечивать возможность простого и быстрого регулирования подачи и напора в зависимости от параметров технологического режима бурения. При этом одно из основных требований — обеспечение независимости подачи от давления (наличие жесткой напорно-расходной характеристики $Q — H$).

Пульсация потока должна быть минимальной, так как неравномерность потока может привести к нарушению процесса бурения и к повреждению стенок скважины. Помимо этого пульсирующий поток промывочной жидкости вызывает гидравлические удары, что сокращает срок службы элементов насоса и напорной магистрали, а также является одной из причин вибрации бурильной колонны [9].

Поскольку геологоразведочные скважины часто бурятся в труднодоступных районах, где транспортирование оборудования затруднено, габариты и масса насоса и отдельных его узлов должны быть минимальными.

Таким образом, требования к буровым насосам можно разделить на две группы. К первой относятся требования, определяющие эффективность непосредственно процесса бурения: стабильная подача необходимого количества жидкости, минимальная пульсация потока, достаточная всасывающая способность; к второй — удобства эксплуатации насосов, минимальные за-

траты времени и средств на их ремонт, обслуживание и транспортирование.

Анализ требований, предъявляемых к насосам для подачи промывочной жидкости при бурении геологоразведочных скважин, показывает, что ни один из существующих типов насосов не удовлетворяет полностью перечисленным выше требованиям.

Основному требованию — независимости подачи от давления — отвечают насосы объемного типа: поршневые (плунжерные), шестеренные и винтовые.

Буровые насосы должны обладать повышенной износоустойчивостью при перекачивании жидкостей, содержащих абразивные примеси. Полностью исключить абразивный износ не представляется возможным, но компенсировать возникающие в результате износа зазоры практически проще в насосах с возвратно-поступательным движением рабочего органа (поршень, плунжер).

Прямая зависимость подачи поршневого насоса от частоты вращения позволяет в широких пределах регулировать его подачу. Поршневые насосы в отличие от шестеренных могут использоваться для перекачивания жидкостей с различными физическими свойствами (даже с высокой вязкостью и большим содержанием твердой взвеси).

Применение в насосе трехпоршневой (трехплунжерной) системы обеспечивает допустимую при бурении скважин пульсацию потока перекачиваемой жидкости. Таким образом, поршневые (плунжерные) насосы полностью отвечают основным требованиям процесса бурения, поэтому получили широкое распространение при бурении геологоразведочных скважин в СССР и за рубежом.

Развитие и совершенствование техники и технологии бурения скважин, широкое внедрение алмазного бурения при высоких частотах вращения снаряда, многообразие конструкций скважин и геологических разрезов, использование комбинированного оборудования, когда в процессе проведения одной скважины применяются шарошечные долота, твердосплавные и алмазные коронки, привели к созданию в отечественной и зарубежной практике насосов с регулированием подачи.

Известно несколько способов регулирования подачи: изменением хода поршня или плунжера; изменением числа ходов при помощи коробки передач, которая может быть встроена в механическую часть насоса (НБ2-63/40) или вынесена в виде отдельного узла (насос НБ3-120/40); применением коробки передач и замены поршня или плунжера (насосы НБ4-320/63).

Регулирование подачи насоса с помощью коробки передач имеет преимущества перед другими способами вследствие простоты, надежности, оперативности, а также возможности широ-

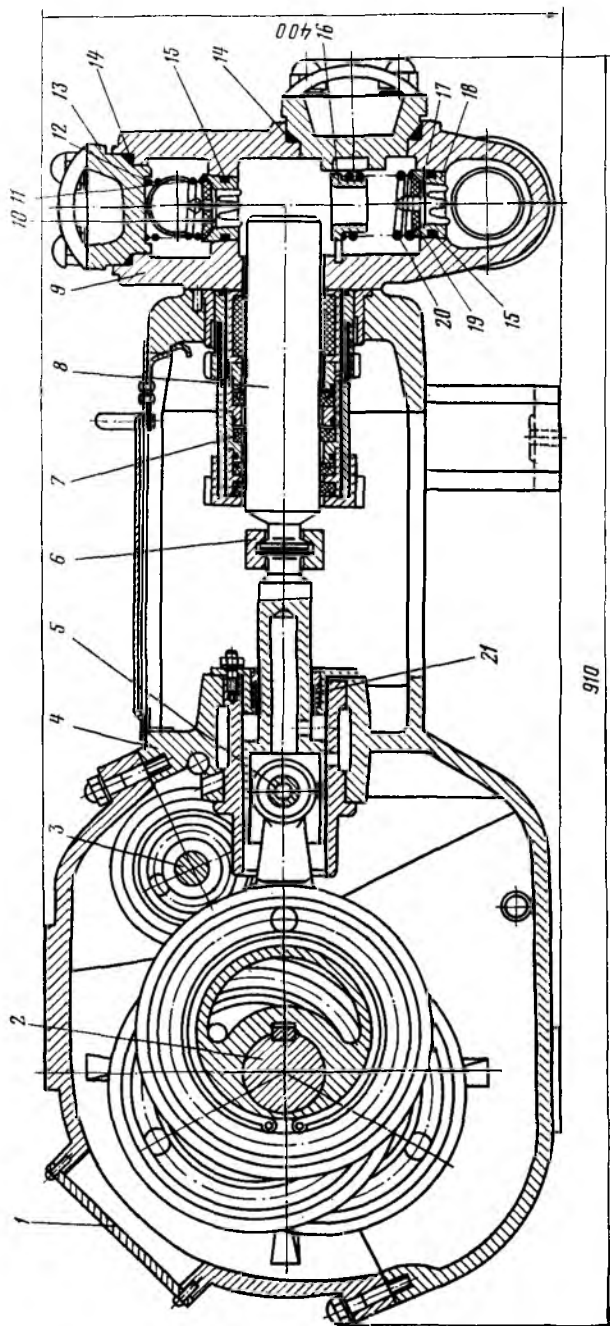


Рис. 2.25. Насос НБЗ-120/40:

1 — крышка; 2 — эксцентриковый вал; 3 — вал-шестерня; 4 — корпус приводной части; 5 — кривошипно-шатунный механизм; 6 — хомут; 7 — уплотнение; 8 — узел «салык с плунжером»; 9 — гидроблок; 10, 17 — соответственно нагнетательный и всасывающий клапаны; 11, 18 — седла клапана соответственно нагнетательного и всасывающего; 12, 20 — клапанные пружины; 13 — крышка клапана; 14, 15 — уплотнительные кольца; 16 — упорная планка; 19, 21 — уплотнение соответственно клапана и ползуна

кого диапазона изменения частоты вращения, а следовательно, и подачи насоса. Кроме того, применение коробки передач позволяет унифицировать оборудование.

Подача изменением длины хода плунжера может регулироваться с помощью кулисного механизма или перемещением кривошипного пальца в эксцентрик. Такая система технологически целесообразна, так как позволяет бесступенчато изменять количество жидкости, подаваемой в забой. Однако при этом способе регулирования подачи существенно увеличивается объем, который не участвует в подаче, что отрицательно влияет на всасывающую способность насоса. Этот способ не получил широкого распространения также из-за сложности механизмов регулирования.

В специальном конструкторском бюро научно-производственного объединения «Геотехника» Министерства геологии СССР (СКБ НПО МГ СССР) создан ряд плунжерных быстроходных насосов, подача которых регулируется изменением числа ходов с помощью коробки передач. Преимущественное распространение получили плунжерные насосы с горизонтальным расположением плунжеров.

Насос НБЗ-120/40 (рис. 2.25) предназначен для промывки буровых скважин водой и глинистым раствором. Насос может быть использован с установками соответствующих типоразмеров УКБ 200/300, УКБ 300/500 при бурении геологоразведочных скважин по твердым полезным ископаемым долотами шарошечного и режущего типов, твердосплавными, дробовыми и алмазными коронками.

Насосные установки НБ4-320/63 предназначены для использования с различного типа станками (УКБ 300/500, УКБ 1200/2000 и др.) при бурении всеми типами породоразрушающего инструмента. При этом можно использовать бурильные трубы диаметром 42; 50; 63,5 мм.

Насосная установка НБ4-320/63 укомплектована асинхронным электродвигателем 1А2-72-6 мощностью 22 кВт, частотой вращения 965 мин^{-1} , напряжением 220/380 В. Вращение от электродвигателя к насосу передается тремя приводными ремнями В-2800Т, закрытыми ограждением.

Насос установки НБ4-320/63 — трехплунжерный, реверсивный, горизонтальный с прямоточной гидравлической частью, которая позволяет достигнуть высоких напоров.

2.5. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

При решении вопроса повышения экономичности работы рудничного стационарного водоотлива важное значение приобретают выбор типа насосов, соответствие их характеристик условиям эксплуатации.

Для объективного выбора типа насоса необходимо исходить из горнотехнических особенностей рудников, надежности и повышения экономичности работы водоотлива.

Особое внимание конструкторов и горных механиков привлекают вопросы создания насосных агрегатов для водоотлива глубоких горизонтов.

Переход на сверхвысокие давления связан с увеличением мощности насосного агрегата и пересмотром ряда положений при оборудовании водоотлива: размещения агрегатов в насосной камере, их резервирования и надежности при переходных режимах.

С целью создания компактного насосного оборудования для водоотливных установок глубоких горизонтов применяют секционные насосы с частотой вращения 3000 мин⁻¹.

Отечественная и зарубежная практика эксплуатации водоотливных установок высокого давления показывает, что используются два типа насоса — секционные и спиральные, развивающие напор 800—1300 м при отрицательной высоте всасывания и подаче 300—700 м³/ч.

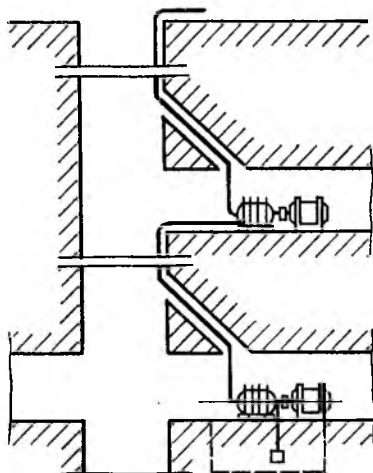
2.5.1. Схемы стационарного водоотлива

На рудниках применяются различные схемы водоотлива. При разработке месторождения на одном горизонте вода из всех выработок поступает в водосборник главной установки, а затем насосами транспортируется непосредственно на поверхность. Если глубина шахты превышает максимальный напор, создаваемый одним насосом, применяют последовательную работу насосов, установленных в одной камере, или ступенчатую схему водоотлива (рис. 2.26).

Водоотливные установки размещаются на разных горизонтах и имеют отдельные водосборники, что обеспечивает независимость работы установок. Однако при последовательной схеме включения насосов, находящихся на разных горизонтах, без промежуточных водосборников (см. рис. 2.26) усложняются условия работы установок, так как нижние насосы и арматура могут оказаться под высоким давлением. Кроме того, усложняется коммуникация трубопроводов из-за необходимости обеспечить подключение любой пары насосов. Иногда участковые водоотливные установки, оборудованные вертикальными или горизонтальными насосами, откачивают воду на поверхность через скважины.

Водоотлив при разработке месторождения одновременно на нескольких горизонтах может осуществляться установками, расположенными: на каждом горизонте и откачивающими воду на поверхность; на нижнем горизонте, в водосборник которого

Рис. 2.26. Основные схемы водоотлива при ведении горных работ на одном горизонте



вода поступает со всех горизонтов; на нижнем горизонте и откачивающими воду со всех горизонтов.

Оценка той или иной схемы определяется надежностью и экономичностью.

2.5.2. Рудничные водоотливные установки

В настоящее время в горной промышленности находится в эксплуатации большое число автоматизированных водоотливных установок малой, средней и большой подачи — от 100 до 20 000 м³/ч.

Современные водоотливные установки, особенно большой подачи, представляют собой сложный комплекс горных выработок и оборудования (насосы, двигатели, трубные коллекторы, аппаратура автоматического управления и т. п.). Весь этот комплекс должен строго удовлетворять требованиям правил техники безопасности.

От надежности работы водоотливных установок зависят безопасность, экономичность и бесперебойность работы шахты, поэтому они должны быть спроектированы в соответствии с правилами технической эксплуатации и правилами ПБ.

Насосная камера должна быть сухой, надежно вентилируемой, удобной для ремонта оборудования и безопасной в пожарном отношении. Насосная камера главного водоотлива располагается в районе ствола шахты и имеет три выхода: в околоствольные выработки, электроподстанцию и соединена со стволом шахты на уровне не менее 7 м от приемной площадки наклонным ходком сечением не менее 2,5 м².

Такое расположение насосной камеры позволяет более правильно организовать сбор рудничных вод в одном месте, обеспе-

чить нормальное ее проветривание, доставку оборудования и получить наименьшую длину нагнетательного трубопровода.

Насосная камера проветривается свежей струей воздуха, от затопления, особенно в условиях обводненных рудников, защищается герметичными дверями со стороны подстанции и околоствольных выработок.

Водоотливная установка должна иметь водосборник, состоящий не менее чем из двух отдельных частей, объемом на четырехчасовой нормальный приток воды.

В условиях малой и средней подачи, когда притоки рудничных вод составляют более $50 \text{ м}^3/\text{ч}$, водоотлив оборудуется тремя насосными агрегатами одинаковой подачи, один из которых находится в работе, второй — в резерве, третий — в ремонте. Каждый из насосов должен откачивать нормальный суточный приток воды не более чем за 20 ч работы.

В условиях обводненных месторождений необходимое количество насосов не может быть принято равным трем, как это указывается в единых правилах технической эксплуатации рудников, шахт и приисков цветной металлургии, а рассчитывается по количеству притока воды в шахту.

Для откачки воды в типовых насосных камерах предусматривается прокладка не менее двух нагнетательных трубопроводов, из которых один — рабочий, другой — резервный. Каждый из трубопроводов рассчитывается на откачку нормального суточного притока насосом не более чем за 20 ч.

В условиях обводненного месторождения число трубопроводов выбирается в зависимости от производительности водоотливной установки и представляет собой сложный комплекс трубных соединений.

Современные водоотливные установки проектируются с автоматическим управлением, когда пуск и остановка насосных агрегатов осуществляются в зависимости от уровня воды в водосборнике. Это повышает надежность их работы и снижает эксплуатационные расходы.

Водоотливные установки с положительной высотой всасывания широко применяются в горнорудной промышленности.

Особенность водоотливной установки с горизонтальными насосами для трех агрегатов с отдельными всасывающими колодцами (рис. 2.27) — индивидуальное положение приемных колодцев, что упрощает конфигурацию всасывающего трубопровода. Принцип работы установки следующий. Из водосборника через защитную решетку 2, трубу и задвижку вода подается в распределительный коллектор. Насосы по трубопроводам подают воду на поверхность или на вышележащий горизонт в зависимости от принятой схемы организации работы водоотлива (см. рис. 2.26).

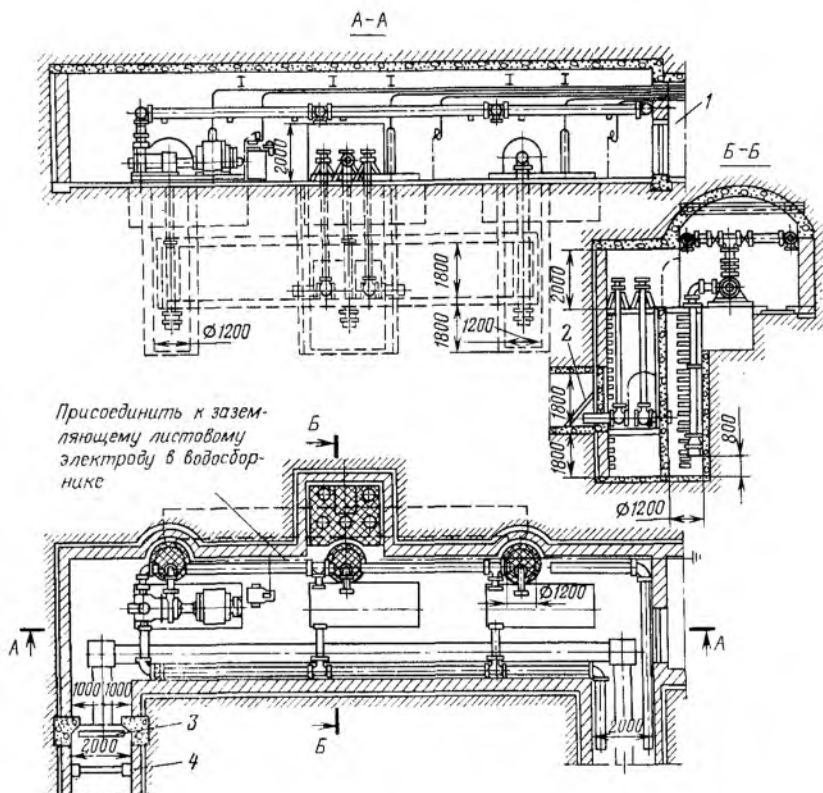


Рис. 2.27. Насосная камера с горизонтальными насосами для трех агрегатов с отдельными всасывающими колодцами:

1 — электроподстанция; 2 — защитная решетка; 3, 4 — соответственно герметичная и решетчатая дверь

Насосная камера соединена с околоствольным двором тремя ходками для прокладки трубопроводов к стволу шахты и для доставки оборудования в насосную камеру, которая имеет герметичные двери 4.

Высота всасывания принимается от 3,5 до 6 м, что определяется всасывающей способностью насосов и эффективностью использования объема водосборников. Всасывающий трубопровод оборудуется предохранительной сеткой для предотвращения попадания в насос посторонних предметов, а над сеткой приемным клапаном, который препятствует утечке воды, находящейся во всасывающем трубопроводе. Наличие обратного клапана увеличивает гидравлические сопротивления всасывающего трубопровода и служит причиной частых неполадок в работе насоса.

Двойной нагнетательный трубопровод верхней прокладки позволяет осуществлять независимую работу каждого насоса на любой трубопроводный став, для этого на нагнетательный патрубок насоса устанавливаются обратный клапан и тройник, к обоим сторонам которого присоединяются задвижки для подачи воды из насоса в нагнетательные ставы.

Водоотливные установки в условиях обводненных месторождений уникальны по подаче, мощности насосных агрегатов и значительно отличаются по своей конструкции от водоотливных установок средней и малой подачи.

Водоотливные установки, расположенные ниже уровня воды в водосборнике, широко применяются на шахтах горнорудной промышленности.

В горной промышленности большое распространение получают три типа автоматизированных водоотливных установок с отрицательной высотой всасывания: заглубленные насосные камеры, вертикальные насосы, с вспомогательным насосом. Применение указанных установок дает значительные преимущества по сравнению с установками с положительной высотой всасывания [15].

1. Упрощается схема автоматического управления и повышаются технико-экономические показатели работы водоотлива.

2. Становится возможным применение спиральных насосов с малой высотой всасывания и высоким к. п. д.

3. Устраняется явление срыва вакуума. Отсутствие обратного клапана на всасывающей линии позволяет снизить гидравлические потери, упростить конфигурацию всасывающей линии насосов, исключить явление кавитации, что способствует надежной работе насосов.

4. Повышается надежность сальниковых уплотнений вследствие воздействия на них избыточного давления вместо вакуума.

5. Отсутствуют приборы, контролирующие заливку насосов.

Недостатки заглубленной водоотливной установки: увеличение объемов горных выработок, усложнение строительства камеры водоотлива и гидроизоляции.

На рис. 2.28 представлена современная заглубленная водоотливная установка на 12 м ниже уровня почвы околоствольного двора 2, где установлено восемь насосов 5 типа 14М-8×4 с подачей 600 м³/ч и напором 390 м; мощность электродвигателя 1050 кВт. Сечение камеры в проходке 35 м² при длине 58,2 м. Камера имеет три выхода на отметку откаточных выработок 2, сообщаются восстающим 3 со стволом шахты 1 и примыкает к подстанции 9. По трубо-кабельному восстающему 3 проложены три нагнетательных трубопровода 4 диаметром 350 мм.

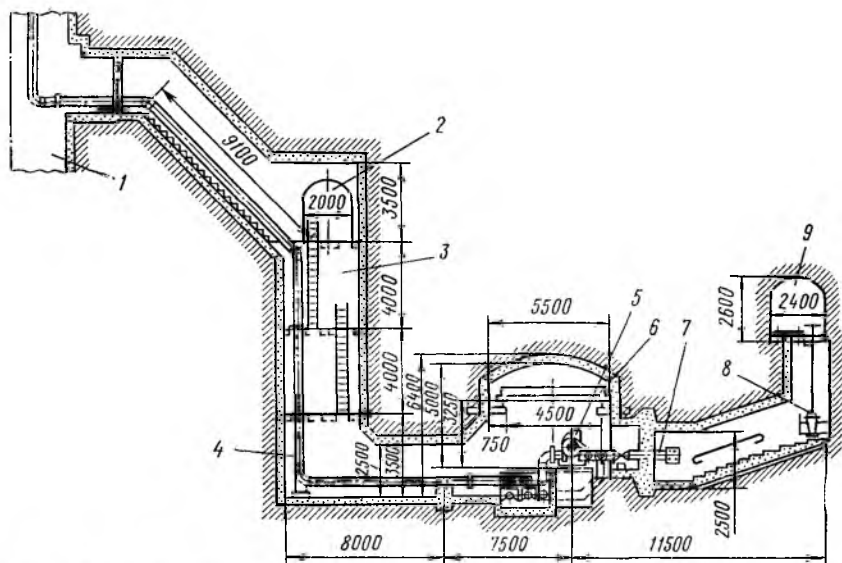


Рис. 2.28. Водоотливная установка с отрицательной высотой всасывания

Водосборник состоит из двух параллельных секций, разделенных на две изолированные и связанные с помощью шиберных устройств 8 части. Всасывающие трубопроводы 7 проложены в семи водоприемных выработках. Предусмотрено блочное соединение двух насосных агрегатов на один трубопровод через горизонтальный обратный клапан и задвижку.

Водоотливная установка работает в двух режимах:

при нормальном притоке воды работают два насоса раздельно, каждый на свой трубопровод;

при максимальном притоке воды работают четыре или шесть насосов, причем два насоса работают параллельно на один трубопровод при скорости движения воды не свыше 2,2 м/с.

Для прокладки нагнетательных трубопроводов в почве камеры пройден специальный канал глубиной 1—1,2 м, что позволяет более рационально разместить насосные агрегаты и улучшить условия их доставки подъемно-транспортным оборудованием 6.

Охлаждение асинхронных двигателей принято с разомкнутым циклом. Забор воздуха производится через специальное отверстие в фундаменте из канала со стороны всаса насоса, а выброс нагретого воздуха осуществляется в канал со стороны нагнетания. Обмотки двигателя во время остановки подогреваются включением специальных грелок.

Водоотливные установки с вертикальными насосами обладают всеми преимуществами установок с отрицательной высотой всасывания. Особенность этих установок — вертикальное расположение насоса и двигателя по одной оси. Размещение насоса ниже уровня пола насосной камеры позволяет создать постоянный подпор воды во всасывающей системе.

Водоотливные установки для глубоких горизонтов с бустер-насосными агрегатами. При разработке рудных и угольных месторождений на больших глубинах организация водоотлива связана со значительными трудностями. Повышенное горное давление усложняет крепление насосных камер и водосборников, высокая температура окружающих пород и необходимость установки электродвигателей больших мощностей создают тяжелые температурные режимы для работы насосных агрегатов, а увеличение газообильности угольных пластов обуславливает применение электрооборудования во взрывонепроницаемом исполнении.

В этих условиях целесообразней бустер-насосные агрегаты, когда большая газообильность и малая устойчивость вмещающих пород или другие горнотехнические условия не позволяют осуществлять проходку заглубленных насосных камер.

2.5.3. Рудничные трубопроводы и арматура

Водоотливные установки в зависимости от подачи оборудуются трубами диаметром от 100 до 600 мм при откачке воды под давлением 1—10 МПа.

Прокладываемые по стволу трубопроводы (ставы) при большой геометрической высоте работают под давлением, которое возрастает сверху вниз, что обуславливает применение труб нижнего звена с повышенной прочностью стенок. Трубопроводы подвергаются внутреннему давлению, продольным растягивающим, сжимающим и изгибающим напряжениям, особенно при деформации крепи выработок. Внутреннее давление в ставах — основное силовое воздействие, которое определяет толщину стенки трубы.

В трубопроводах возникают такие температурные напряжения, для устранения которых используют различные типы компенсаторов.

При давлении от 2 до 10 МПа в зависимости от марки стали для нагнетательных трубопроводов применяют стальные трубы следующих сортов: электросварные прямошовные диаметром до 600 мм, со спиральным швом диаметром до 1400 мм и бесшовные горячедеформированные диаметром до 500 мм.

Бесперебойная работа водоотлива значительно зависит от надежности трубопроводов. Для получения надежной конструкции вертикальную часть трубопровода разбивают на участки по

100—200 м, воспринимающие массу труб, снабженные собственной опорой, сальниковыми компенсаторами температурных расширений и направляющим хомутом, защищающим от продольного изгиба.

Внутренний диаметр нагнетательного трубопровода определяется из выражения [15]:

$$D_{в.т} = \sqrt{Q_{тр}/900} = 0,0188 \sqrt{Q_{тр}/v_{тр}}, \quad (2.62)$$

где $Q_{тр}$ — расход воды через трубопровод, м³/ч; $v_{тр}$ — скорость воды в трубопроводе, м/с.

Практика эксплуатации водоотливных установок и технико-экономические расчеты показывают, что скорость движения жидкости в нагнетательных трубопроводах следует принимать в пределах 2—2,5 м/с, во всасывающих — 1,2—1,7 м/с. Выбранные значения скорости позволяют определить предельный расход воды в трубопроводах водоотливной установки (табл. 2.5).

Чтобы уменьшить эксплуатационные расходы на водоотлив и поддержание резервных трубопроводов в рабочем состоянии, необходимо использовать параллельную работу всех имеющихся трубопроводов.

Оптимальный диаметр нагнетательного трубопровода при работе нескольких насосов определяется по формуле [21]:

$$d_{опт} = 0,1 \sqrt[6,3]{\frac{0,1246 a_э (1 + \zeta_э) \bar{Q}_{пр} Q_n^2}{n R'_t \eta_{уст}}}, \quad (2.63)$$

где $a_э$ — стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, руб/(кВт·ч); $\zeta_э = L_{экв}/L$ — коэффициент эквивалентной длины, учитывающий

Т а б л и ц а 2.5

Внутренний диаметр, мм	Площадь сечения, м ²	Предельная пропускная способность трубопроводов, м ³ /ч						
		Скорость воды, м/с						
		1,8	2,0	2,2	2,4	2,5	2,7	3,0
100	0,0078	50	55	60	70	72	75	85
150	0,017	110	120	135	150	155	165	185
200	0,031	200	220	245	270	280	300	330
250	0,049	315	350	390	420	440	480	530
300	0,070	450	500	550	600	630	680	750
350	0,096	620	690	760	830	860	930	1030
400	0,125	810	900	990	1080	1110	1210	1350
450	0,158	1025	1140	1250	1360	1420	1530	1700
500	0,196	1270	1410	1550	1690	1760	1900	2110
600	0,282	1840	2040	2240	2450	2550	1760	3060

Т а б л и ц а 2.6

Марка стали трубопровода	Давление, МПа			
	4	6,4	10	16
Ст. 3	99	149	211	285
Ст. 4	—	137	206	272
Ст. 5	—	129	185	246
Ст. 6	—	129	174	229

потери напора на местные сопротивления, расположенные за пределами насосной камеры; $L_{\text{экв}}$ — длина, эквивалентная местным сопротивлениям нагнетательного трубопровода, м; L — геометрическая длина нагнетательного трубопровода, м; $\bar{Q}_{\text{пр}} = Q_{\text{пр}}/(nQ_{\text{н}})$ — относительный часовой приток воды, м³/ч; $Q_{\text{н}}$ — подача насоса, м³/ч; n — число параллельно работающих насосов; $R_{\text{т}}'$ — коэффициент, зависящий от давления и марки стали; $\eta_{\text{уст}} = \eta_{\text{и}}\eta_{\text{дв}}\eta_{\text{с}}$ — к. п. д. установки, зависящий от к. п. д. насоса, двигателя и сети.

Значения коэффициента $R_{\text{т}}'$ для трубопроводов в зависимости от давления и марки стали приведены в табл. 2.6.

Внутренний диаметр трубопровода определяется через оптимальный диаметр $d_{\text{опт}}$ [см. формулу (2.63)]:

$$D_{\text{в.т}} = (n/m)^{0,377} d_{\text{опт}}, \quad (2.64)$$

где m — число параллельно работающих трубопроводов.

Центробежные насосы и трубопроводы в целях безопасности эксплуатации оборудуются комплектом арматуры. Со стороны нагнетания монтируют: переходник для соединения патрубков насоса с обратным клапаном, обратный клапан для защиты насоса от гидравлического удара, задвижку с ручным или электрическим приводом, тройник или крестовину для разветвления к нагнетательным трубопроводам и задвижкам.

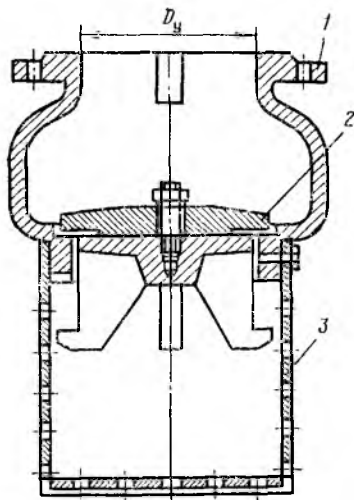
Во всасывающем трубопроводе используются вставки для соединения насоса с трубопроводом, колена, опорный стул для поддержки всасывающего трубопровода в колодце, приемный клапан с сеткой.

Приемный клапан с сеткой (рис. 2.29) применяется в водотливных установках с положительной высотой всасывания для удержания воды во всасывающем трубопроводе насоса.

Компенсаторы предназначаются для устранения опасных напряжений в трубопроводе, возникающих вследствие температурных расширений, и более равномерного распределения нагрузок от веса трубопровода на опорные балки в стволе шахты.

Рис. 2.29. Приемный клапан со всасывающей сеткой:

1 — фланец; 2 — клапан; 3 — сетка



Обратный поворотный клапан применяется для удержания столба воды в ставах и защиты их от гидравлического удара. Обратный клапан имеет корпус бочкообразной формы и крышку на болтах или шпильках. Диск клапана подвешен на оси, установленной в приливах корпуса, отчего при подтягивании болтов положение остается неизменным.

Задвижки применяются в качестве запорного устройства на нагнетательных и всасывающих трубопроводах с условным диаметром $D_y = 100 \div 600$ мм и давлением от 0,25 до 16 МПа.

В водоотливных установках используются фланцевые задвижки — параллельные и клиновые с выдвижным шпинделем. Плотность закрывания клиновой задвижки обеспечивается клинообразной формой диска, вводимого в гнездо между наклонными уплотняющими кольцами корпуса.

2.5.4. Шахтные водосборники

Откачка шахтных вод с большим содержанием механических примесей затрудняет эксплуатацию водоотливных установок.

Механические примеси (шламы) забивают отверстия рабочих колес насосов, направляющих аппаратов, различных клапанов, очистительных фильтров, вызывая увеличение зазоров в уплотнениях аппаратуры, разгрузочных устройств насосов и способствуя быстрому выходу их из строя. Поэтому важное значение имеет изучение гранулометрического состава механических примесей.

Чтобы предотвратить выход из строя водоотливной установки и защитить насосы от абразивного действия гидросмеси,

необходимо проводить профилактические мероприятия: устраивать и оборудовать осветляющие выработки; изготавливать из легированных сталей и пластмасс узлы насосов; применять раздельную подачу абразивного шлама в водоотливный став, минуя насосы.

Шахтные водосборники используются для сбора и осветления шахтных вод. Они состоят не менее чем из двух изолированных секций и рассчитаны на четырехчасовой нормальный срочный приток.

Повышение надежности системы подземного электроснабжения и автоматизации водоотлива позволяет сократить вместимость водосборника. Весьма положительным следует считать непрерывное использование вместимости водосборников для выравнивания пиковых графиков нагрузки шахтных подстанций с переносом работы водоотлива на часы графика с меньшей нагрузкой и работой по льготному тарифу оплаты электроэнергии.

Для повышения износоустойчивости насосов широко применяют осветляющие выработки, располагаемые перед секциями водосборников. Шахтные воды осветляются по гравитационному признаку, когда 70—80 % минеральных частиц с крупностью 0,2—0,3 мм осаждаются на дно осветляющей выработки, а илистые неагрессивные частицы выносятся в водосборник и откачиваются насосами главного водоотлива. Преимущество этого способа — объединение операций по очистке и транспортированию шлама на поверхность без применения каких-либо других механизмов.

Применение схем раздельной подачи абразивного материала непосредственно в трубопровод, минуя насосы, начинает находить все большее применение в горной промышленности. Разновидность этого способа очистки — это параллельная работа центробежного и поршневого насосов на общий трубопровод, что исключает износ деталей насосов главного водоотлива от абразивного действия частиц твердого.

2.5.5. Электрооборудование водоотливных установок

В состав основного электрооборудования водоотливных установок входят приводные двигатели и пускозащитная аппаратура.

Для привода насоса применяют асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором напряжением до 1000 В и выше, выполненные в защищенном, закрытом или рудничном исполнении. Как исключение, когда мощность шахтной сети не позволяет использовать двигатели с короткозамкнутым ротором из-за значительных пусковых токов, используют электродвигатели с фазным ротором. Обычно заводы-изготовители по-

ставляют насосы, укомплектованные двигателями, но могут поставлять и без них.

Необходимая мощность двигателя N (кВт) для привода насоса

$$N = k \frac{QH\rho g}{3600 \cdot 1000 \eta_n \eta_p}, \quad (2.65)$$

где k — коэффициент запаса мощности двигателя (при $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ $k = 1,2 \div 1,3$; при $Q \geq 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ $k = 1,1 \div 1,15$); Q — подача насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$; H — развиваемый напор с учетом высоты всасывания, м; ρ — плотность откачиваемой воды, $\text{кг}/\text{м}^3$; η_n и η_p — к. п. д. соответственно насоса и передачи.

При расчетной мощности двигателя до 320 кВт принимают электродвигатели типов А2, АО2, КО, МА-36 напряжением до 1000 В, при больших мощностях — двигатели типов А, АП, ДСП, АЗП, ДАЗ, ДАП, АТД, ВАО, «Украина» напряжением 6 кВ.

Электродвигатели «Украина» — асинхронные трехфазные с короткозамкнутым ротором в исполнении РВ — применяют в стационарных подземных установках при температуре окружающего воздуха от 275 до 308 К и относительной влажности до 97 % при 308 К. Электродвигатели неререверсивные, поэтому направление вращения указывается при заказе. Двигатели данного типа выпускают 11—13 габаритов. Электродвигатели устанавливают на общей фундаментной плите с приводным механизмом, который имеет непосредственную связь с двигателем упруго-демпфирующими муфтами.

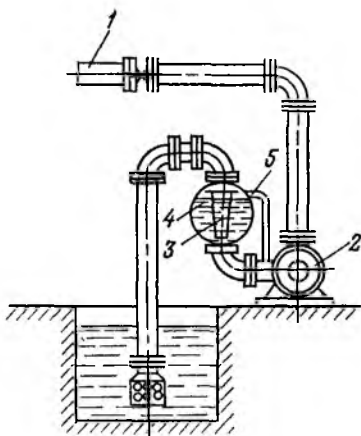
В качестве пускозащитной аппаратуры для электродвигателей напряжением до 1 кВ применяют шахтные магнитные пускатели ПВИ, а при мощности двигателей, превышающих допустимую для пускателя — с принудительным гашением электрической дуги в специальных оболочках.

Для управления и защиты электродвигателей насосов напряжением 6 кВ используют комплектные распределительные устройства в рудничном исполнении, например РВД-6, ЯВ-6400, УРВМ-6/3 и др.

Для контроля за работой насосных установок и сигнализации о нарушениях режимов работы применяется аппаратура автоматизации.

В автоматизированных насосных установках наиболее сложным является заливка водой перед пуском насоса и всасывающего трубопровода. Гидравлические схемы автоматических установок бывают: с постоянным заполнением насоса водой, т. е. насос всегда подготовлен к работе; с заполнением насоса и всасывающего трубопровода водой перед пуском; с насосами, работающими под напором (отрицательная высота всасывания).

Рис. 2.30. Баковый аккумулятор



К установкам первой схемы относят насосы: вертикальные, опущенные в водосборник с погружением первого рабочего колеса насоса в воду; расположенные ниже уровня воды в водосборнике; с баковыми аккумуляторами (рис. 2.30).

К установкам второй схемы относятся насосы с заливкой из нагнетательного трубопровода с помощью вспомогательного насоса, путем отсасывания воздуха из корпуса вакуум-насосом.

К установкам третьей схемы автоматизации относятся вентиляторные насосы и насосы, расположенные ниже водосборников. Эти схемы характеризуются простотой, но при этом в первом случае возникает необходимость замены горизонтальных насосов, имеющих наибольшее применение, вертикальными, а во втором случае — переоборудование насосных камер с соблюдением правил, предотвращающих затопление камеры.

При заливке насоса с применением баковых аккумуляторов 4 (см. рис. 2.30) бак монтируется во всасывающем трубопроводе. В начале работы насоса 2 вода из бака всасывается через щель между эжектором 3 и кромками бака, а через эжектор выбирается воздух из всасывающей линии, через трубку 5, в результате этого в нагнетательный трубопровод 1 выбрасывается воздушная смесь. С увеличением разрежения бак заполняется водой и устанавливается нормальный режим работы насоса.

К насосам, работающим с подпором, относятся насосы типов ЦНС. При этом используется бустерный насос, подающий воду во всасывающий трубопровод главного насоса. В качестве бустерного применяется одноступенчатый вертикальный насос ВП-340 с подачей 340 м³/ч при напоре до 23 м.

2.5.6. Исследование работы водоотливных установок

Для повышения технико-экономических показателей работы водоотливных установок периодически проводят испытания насосных агрегатов для определения эксплуатационных показателей, режимов работы, эффективности использования нового насосного оборудования и качества проведенных ремонтов.

Испытания водоотливных установок в подземных условиях представляют значительные трудности и составляют большой объем работ, для выполнения которых разрабатываются организационный и технический планы. При этом оценивается взаимодействие всего комплекса оборудования и аппаратуры автоматического управления.

Современные заглубленные водоотливные установки в промышленных условиях исследуются с использованием осциллографов, автоматических градографов, оптических индикаторов и др. Электрические методы измерения механических величин позволяют с большой точностью определять давление, вакуум, уровень воды в водосборниках, подачу насосов, характеристику упругих элементов технологических реле и другие показатели работы водоотливных установок и передавать результаты измерений на значительные расстояния. Замкнутая испытательная установка для снятия характеристики центробежного насоса (рис. 2.31) состоит из насоса 3, подключенного к герметичному кавитационному баку 11. На всасывающем трубопроводе у пат-

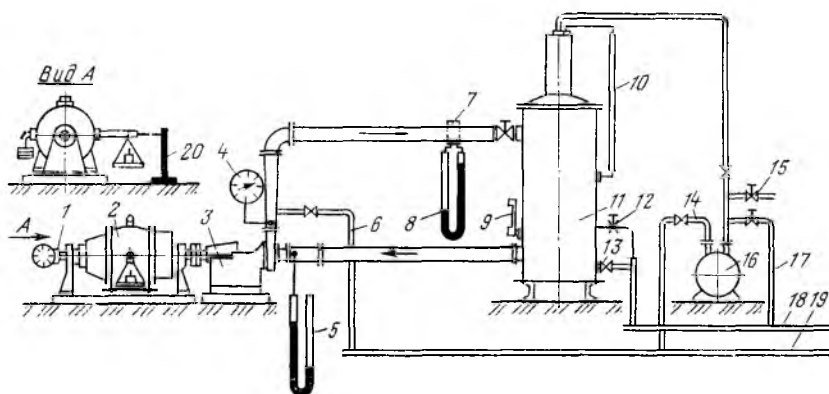


Рис. 2.31. Схема испытательной установки с закрытым баком для снятия характеристик центробежного насоса:

1 — тахометр; 2 — двигатель-весы; 3 — насос; 4 — образцовый пружинный манометр; 5 — ртутный вакуумметр; 6 — патрубок отвода воды; 7 — расходомер; 8 — ртутный манометр; 9 — термометр; 10 — водомерное стекло; 11 — кавитационный бак; 12 — байпас; 13 — патрубок подвода воды от водопровода; 14 — отводная трубка от вакуум-насоса; 15 — вентиль для спуска воздуха; 16 — вакуум-насос; 17 — труба для подвода воды к вакуум-насосу; 18 и 19 — соответственно напорная и сливная труба; 20 — указатель равновесия

рубка насоса установлены пружинный и ртутный 5 вакуумметры для нормальных испытаний насоса (испытания с подпором). Для кавитационных испытаний насоса (испытания при создании различной степени разрежения на всасывающей линии) к отводной трубке 17 от вакуум-насоса 16 подключается пружинный или ртутный вакуумметр (на рис. 2.31 не показан). На напорном трубопроводе установлены пружинный 4 или ртутный манометр, расходомер 7 с ртутным дифференциальным манометром 8 и регулировочная задвижка, закрепленная за расходомером. Мощность на валу насоса определяется при помощи мотор-весов 2 с регулируемой частотой вращения. Частота вращения замеряется тахометром 1. При испытании лопастного насоса на кавитацию необходимо иметь возможность перед входом в насос устанавливать любую степень разрежения. Для этого к кавитационному баку подключен вакуум-насос 16, который, откачивая из бака воздух, создает в нем вакуум. Соединив бак с атмосферой при помощи вентиля 15, создают в нем атмосферное давление. Для создания в баке давления, превышающего атмосферное (нормальное испытание ведется с подпором), закрывают вентиль 15, открывают вентили на байпасе 12 и патрубке 13. При повышении уровня воды воздух в кавитационном баке сжимается и давление повышается. При помощи вентиля 13 спускают воду из бака. Измерительные приборы (расходомер, манометры, вакуумметр, тахометр) должны быть предварительно протарированы.

2.6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

2.6.1. Методика расчета водоотливных установок

Цель проектирования — выбор современных технических средств водоотлива исходя из максимальной экономичности откачки воды на поверхность.

В задачи проектирования входят: выбор схемы водоотлива; расположение и выбор насоса (тип, основные параметры, число); подбор диаметра нагнетательного трубопровода; графическое определение действительного режима работы водоотливной установки; определение мощности на валу насоса; выбор электродвигателя и схемы автоматизации; определение расхода электроэнергии.

Методика расчета рудничных насосных установок излагается в соответствии с работой [21].

1. Для расчета водоотливной установки необходимы следующие исходные данные: значения нормального $Q_{\text{пр}}$ и максимального (весеннего) притоков $Q_{\text{пр. max}}$ воды; геометрический напор насосной установки, т. е. полная высота подъема воды по вер-

тикали H_r ; физико-химическая характеристика воды, которая используется для правильного выбора оборудования [21].

С учетом принятых схем вскрытия месторождения и околоствольного двора следует наметить место расположения насосной камеры и водосборников, определить место слива воды на поверхности. Это позволяет запроектировать гидравлическую схему, установить геометрическую высоту всасывания и нагнетания, длину подводящего и напорного трубопроводов, определить число и перечень трубопроводной арматуры.

2. Минимальная подача насоса определяется исходя из условия, что один насос должен откачивать нормальный суточный приток не более чем за 20 ч, т. е.

$$Q_{\min} = 24Q_{\text{пр. н}}/20.$$

3. Необходимый ориентировочный напор насоса для водоотливных установок с расположением напорных трубопроводов в вертикальных стволах

$$H' = H_r/\eta_{\text{тр}},$$

где $\eta_{\text{тр}} = 0,9 \div 0,95$ — к. п. д. трубопровода.

4. Для определения типа насоса необходимо на сводный график рабочих зон характеристик насосов (рис. 2.32) нанести точку с координатами $Q_{\min}$, H' . Если точка попадает в рабочую зону нескольких насосов, то выбор окончательного варианта

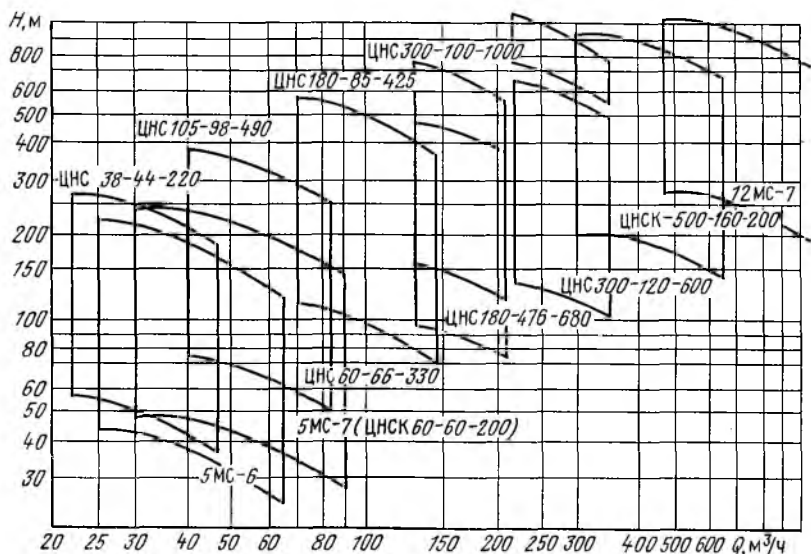


Рис. 2.32. Сводный график рабочих зон характеристик насоса

будет зависеть от результатов технико-экономического сравнения.

В случае, если требуемый напор не может быть обеспечен насосом данной подачи, необходимо рассмотреть следующие варианты: использование насоса с большими подачей и напором; применение ступенчатого водоотлива с последовательным включением насосов, расположенных на разных горизонтах; применение ступенчатого водоотлива с водосборником на промежуточном горизонте.

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

Окончательный вариант определяется технико-экономическим сравнением.

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

6. Определяется число рабочих колес насоса $z = H'/H_k$ и округляется до ближайшего целого числа.

7. Вычисляется напор насоса при закрытой задвижке $H_0 = H_{к0}z$.

8. Выбранный насос проверяется на наличие рабочего режима и на устойчивость. При этом необходимо соблюдать условие: $H_r \leq 0,95 H_0$. Если это условие не соблюдается, то число рабочих колес следует увеличить.

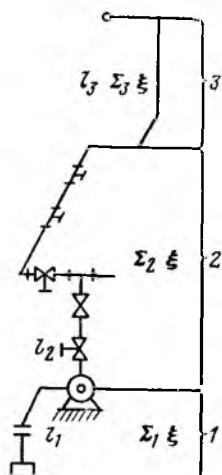
9. Определяется оптимальный диаметр напорного трубопровода по формуле (2.63). Полученное по формуле значение диаметра округляется до ближайшего значения по ГОСТ 8731—87. Диаметр подводящего трубопровода выбирают из расчета, чтобы скорость в нем не превышала 1 м/с, и в то же время он должен быть на 25—50 мм больше диаметра напорного и не меньше диаметра подводящего патрубка насоса.

10. Составляется уравнение характеристики трубопровода $H = H_r + R_c Q^2$, где R_c — сопротивление трубопровода.

Для получения правильного результата необходимо гидравлическую схему разбить на три участка, отличающихся или могущих отличаться по диаметру трубопровода и арматуре (рис. 2.33): 1 — подводящий трубопровод и его арматура; 2 — трубопровод в насосной камере и его арматура; 3 — напорный трубопровод и его арматура.

Для каждого участка $l_1—l_3$ следует определить сумму коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi$ и расчетную длину трубопровода l_p . Расчетная схема составляется для наиболее удаленного насоса. Значения коэффициентов местных сопротивлений следует определять по табл. 2.7.

Рис. 2.33. Расчетная схема трубопровода



Общее сопротивление трубопровода по принятой расчетной схеме состоит из трех частей: $R_c = R_{c1} + R_{c2} + R_{c3}$.

Сопротивление трубопровода на каждом участке наиболее просто может быть определено по удельным гидравлическим сопротивлениям (пример записи для участка 1 по рис. 2.33): $R_{c1} = A_{дл.1} l_{p1} + A_{м1} \Sigma_1 \xi$, где $A_{дл.1}$ и $A_{м1}$ — удельное сопротивление соответственно по длине и местное; $\Sigma_1 \xi$ — сумма коэффициен-

Т а б л и ц а 2.7

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

Т а б л и ц а 2.8

$d_y, \text{ мм}$	λ	$A_{дл} \cdot 10^{-6}, \text{ ч}^2/\text{м}$	$A_m \cdot 10^{-6}, \text{ ч}^2/\text{м}$
50	0,051586	1052,4	1020,1
75	0,045677	122,72	201,50
100	0,41900	26,714	63,755
125	0,039187	8,1868	26,114
150	0,037102	3,1150	12,594
175	0,035425	1,3760	6,7977
200	0,034034	0,67807	3,9847
225	0,032852	0,36321	2,4876
250	0,031830	0,20780	1,6321
275	0,030933	0,12539	1,11477
300	0,030360	0,079066	0,78710
325	0,029421	0,051730	0,57145
350	0,028774	0,034930	0,42486
375	0,028184	0,024230	0,32230
400	0,027644	0,017211	0,24904
425	0,027146	0,012481	0,19541
450	0,026684	0,004220	0,15548
475	0,026255	0,006923	0,12524
500	0,025854	0,005275	0,10201

тов местных сопротивлений фасонных частей, арматуры, задвижек на данном участке одного диаметра.

Сопротивление трубопровода на других участках определяется аналогичным образом.

Значения удельных сопротивлений для наиболее распространенных диаметров условного перехода, приведенные в табл. 2.8, подсчитаны по формулам:

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

$$A_m = \frac{8}{3600^2 \pi^2 g d^4}.$$

Коэффициент гидравлического трения был принят по формуле проф. Ф. А. Шевелева для труб, бывших некоторое время в эксплуатации, $\lambda = 0,021/d^{0,3}$.

Окончательно характеристика трубопровода в общем виде может быть представлена формулой

$$H = H_r + (A_{дл1} l_{p1} + A_{дл2} l_{p2} + A_{дл3} l_{p3} + \\ + A_{m1} \Sigma_1 \xi + A_{m2} \Sigma_2 \xi + A_{m3} \Sigma_3 \xi) Q^2.$$

11. Графически находится рабочий режим насоса ($Q_{\text{раб}}$, $H_{\text{раб}}$, $\eta_{\text{раб}}$). Для этого, задаваясь различными подачами в уравнении характеристики трубопровода, находим соответствующие

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

12. Установка проверяется на допустимую высоту всасывания, которая подсчитывается по формуле

$$H_{\text{в}} = H_{\text{вс}} + (A_{\text{дл}} l_{\text{р1}} + A_{\text{м1}} \Sigma \xi + 1) Q^2.$$

По характеристике насоса определяется допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{доп. в}}$ при $Q_{\text{раб}}$. Для избежания кавитации необходимо обеспечить условие $H_{\text{в}} < H_{\text{доп. в}}$.

Если последнее условие не выполняется, то необходимо (если допускается компоновка агрегатов) уменьшить геометрическую высоту всасывания, можно также увеличить диаметр подводящего трубопровода (в этом случае уменьшается $A_{\text{дл}}$ и $A_{\text{м}}$). В некоторых случаях, при малой $H_{\text{доп. в}}$ рекомендуется применение подкачивающих насосов.

13. Устанавливается необходимая мощность $N_{\text{дв}}$ (кВт) двигателя

$$N_{\text{дв}} = 1,1 \frac{Q_{\text{раб}} H_{\text{раб}} \rho g}{3600 \cdot 1000 \eta_{\text{раб}}}.$$

По мощности и частоте вращения, указываемой по характеристике насоса, выбирают электродвигатель.

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

$$T_{\text{н}} = 24 Q_{\text{пр}} / Q_{\text{раб}}; \quad T_{\text{max}} = 24 Q_{\text{пр. max}} / Q_{\text{раб}}.$$

15. Находится годовой расчет электроэнергии E (кВт·ч) на водоотлив:

$$E = 1,05 \frac{Q_{\text{раб}} H_{\text{раб}} \rho g}{3600 \cdot 1000 \eta_{\text{раб}} \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{с}}} (305 T_{\text{н}} + 60 T_{\text{max}}).$$

16. Определяется расход электроэнергии e (кВт·ч/м³) на 1 м³ откачанной воды

$$e = \frac{1,05 H_{\text{раб}} \rho g}{3600 \cdot 1000 \eta_{\text{раб}} \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{с}}},$$

2.6.2. Расчет рудничной водоотливной установки

1. Исходные данные для расчета: притоки — нормальный $Q_{\text{пр. н}} = 100$ м³/ч и максимальный $Q_{\text{пр. max}} = 120$ м³/ч; геометрический напор $H_{\text{г}} = 300$ м; вода — нейтральная; гидравлическая схема (см. рис. 2.33).

2. Минимальная подача насоса

$$Q_{\min} = 24 Q_{\text{пр.н}}/20 = 24 \cdot 100/20 = 120 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Ориентировочный напор насоса (принимаем $\eta_{\text{тр}} = 0,95$)

$$H' = 300/0,95 = 316 \text{ м}.$$

4. Для определения типа насоса иа графики (см. рис. 2.32) наносим точку с координатами $Q_{\min} = 120 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $H' = 316 \text{ м}$. Эта точка попадает в рабочую зону насосов ЦНС 180—85÷425.

5. По индивидуальной характеристике насоса ЦНС 180—85÷425 определяем его основные параметры $Q_{\text{н}} = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H_{\text{к}} = 42 \text{ м}$; $H_{\text{ко}} = 47 \text{ м}$; $\eta_{\text{н}} = 0,7$.

6. Число рабочих колес насоса

$$z = H'/H_{\text{к}} = 316/42 = 7,5.$$

Принимаем насос с восьмью рабочими колесами, т. е. $z = 8$.

7. Напор насоса при нулевой подаче

$$H_0 = zH_{\text{ок}} = 8 \cdot 47 = 316 \text{ м}.$$

8. Проверим выбранный насос на наличие рабочего режима и устойчивости, т. е. на соблюдение условий $H_{\text{г}} < 0,95 H_0$; так как $0,95 H_0 = 376$ и $300 \text{ м} < 376 \text{ м}$, то рабочий режим будет устойчивым.

9. Оптимальный диаметр напорного трубопровода

$$d = 0,1 \sqrt[6,3]{\frac{0,1246 a_2 (1 + \zeta_2) \bar{Q}_{\text{пр}} Q_{\text{н}}^2}{n R'_{\text{тр}} \eta_{\text{уст}}}}.$$

Принимаем следующие данные для расчета: $a_2 = 0,004 \text{ руб}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ согласно существующему тарифу в данном случае для системы Атлайэнерго; $\zeta_2 = 0,1$ по ранее приведенной рекомендации; $n = 2$ — для типовой схемы: три насоса, два трубопровода; $R'_{\text{тр}} = 149$ — для трубопровода из стали Ст. 3 на рабочее давление 6,4 МПа; $\eta_{\text{н}} = 0,7$ — по индивидуальной характеристике; $\eta_{\text{дв}} = 0,9$ — средний для двигателей данного диапазона мощностей; $\eta_0 = 0,95$ — для сети средних параметров; $\eta_{\text{уст}} = 0,7 \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 0,599$, и тогда

$$d = 0,1 \sqrt[6,3]{\frac{0,1246 \cdot 0,004 (1 + 0,1) 100 \cdot 120^2}{2 \cdot 149 \cdot 0,599}} = 0,1266 \text{ м}.$$

Учитывая уменьшение диаметра трубы в процессе работы и проведя дополнительный прочностной расчет по существующим нормам (ГОСТ 8731—87), выбираем нагнетательный трубопровод со следующими параметрами: диаметр условного прохода $D_{\text{у}} = 149 \text{ мм}$, фактический внутренний диаметр $d_{\text{ф}} = 159 \text{ мм}$, толщина стенки $S = 5 \text{ мм}$.

Трубный коллектор и арматура внутри камеры принимаются с диаметром условного прохода $D_{\text{у}} = 125 \text{ мм}$, подводящий трубопровод — с $D_{\text{у}} = 200 \text{ мм}$.

10. Составляем характеристику трубопровода согласно расчетной схеме (см. рис. 2.33).

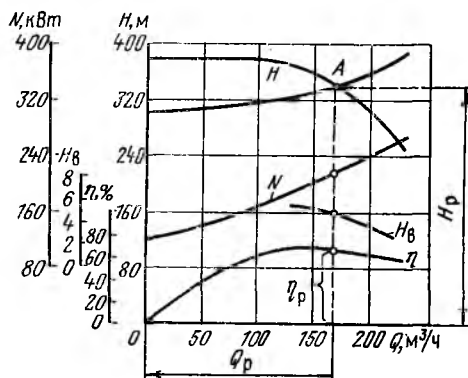
Участок 1. Диаметр условного прохода $D_{\text{у}} = 200 \text{ мм}$, строительная длина трубопровода $l_{\text{сд}} = 18 \text{ м}$.

Коэффициенты местных сопротивлений по схеме и табл. 2.7 будут: клапан приемный с сеткой — 3,7; колено с закруглением — $0,6 \cdot 2 = 1,2$; переход (конфузор) 200/150 — 0,1. Откуда $\Sigma \zeta = 5$.

Сопротивление участка 1 трубопровода, причем значения $A_{\text{дл1}}$ и $A_{\text{м1}}$ взяты из табл. 2.8:

$$\begin{aligned} R_{\text{с1}} &= A_{\text{дл1}} l_{\text{с1}} + A_{\text{м1}} \Sigma \zeta = \\ &= (0,6780 \cdot 18 + 3,984 \cdot 5) 10^{-6} = 32,128 \cdot 10^{-6}, \text{ ч}^2/\text{м}^{-6}. \end{aligned}$$

Рис. 2.34. Характеристика насоса ЦНС 180-85÷425



Участок 2. Диаметр условного прохода $D_y=125$ мм; строительная длина прямых участков $l_{c2}=15$ м.

Коэффициенты местного сопротивления по указанной схеме и табл. 2.7 будут: вставка (конфузор) $d=125$ мм—0,1; задвижка клиновая $d=125$ мм— $2 \cdot 0,26=0,52$; клапан обратный поворотный—10,8; тройник равнопроходный— $3 \cdot 1,5=4,5$, откуда $\Sigma \xi=15,92$.

Сопротивление участка 2 трубопровода

$$R_{c2} = A_{дл2} l_{c2} + A_{M2} \Sigma \xi = \\ = (8,1868 \cdot 15 + 26,114 \cdot 15,92) 10^{-6} = 538,537 \cdot 10^{-6}, \text{ ч}^2/\text{м}^{-6},$$

Участок 3. Диаметр условного прохода $D_y=149$ мм, строительная расчетная длина трубопровода $l_{p3}=300$ м, фактический диаметр $d_{ф}=159$ мм. Сопротивление участка 3 трубопровода с учетом прибавки 10 % на местные сопротивления

$$R_{c3} = 1,1 A_{дл3} l_{p3} = 1,1 \cdot 3,115 \cdot 300 \cdot 10^{-6} = \\ = 1027,95 \cdot 10^{-6}, \text{ ч}^2/\text{м}^{-6}.$$

Суммарное сопротивление трубопровода

$$R_c = R_{c1} + R_{c2} + R_{c3} = (32,128 + 538,537 + \\ + 1027,95) 10^{-6} = 1599 \cdot 10^{-6} = 0,00160, \text{ ч}^2/\text{м}^{-6}.$$

Характеристика трубопровода $H = H_g + R_c Q^2 = 300 + 0,00160 Q^2$.

Задавая различные значения Q , составляем ряд параметров построения характеристики трубопровода:

Q	0	40	80	120	160	200
Q^2	0	1 600	6 400	14 400	25 600	40 000
$R_c Q^2$	0	2,45	9,8	22,0	39,2	61,2
H	300	302,5	309,8	322,0	339,2	361,2

11. Затем на характеристику насоса (рис. 2.34) наносим характеристику трубопровода. Точка пересечения A характеристики трубопровода с характеристикой насоса определяет рабочий режим насоса.

Получены следующие данные: $Q_{раб}=170$ м³/ч, $H_{раб}=340$ м, $\eta_p=0,69$, $H_{доп.в}=4,5$ м.

12. Определяем действительную вакуумметрическую высоту всасывания. Согласно типовой схеме принимаем $H_{вс}=3,5$ м:

$$H_{в.в} = H_{вс} + [A_{дл1} l_{p1} + A_{M1} (\Sigma \xi_1 + 1)] Q_p^2 = \\ = 3,5 + [0,6780 \cdot 18 + 3,9847(5 + 1)] 10^{-6} \cdot 170^2 = 4,54.$$

Так как по характеристике насоса допустимая вакуумметрическая высота при подаче $Q_p = 170 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляет $H_{\text{доп. в}} = 4,7 \text{ м}$, то по условиям всасывания режим соблюдается $H_{\text{в. в}} < H_{\text{доп. в}}$.

13. Потребная мощность двигателя

$$N = 1,1 \frac{Q_{\text{раб}} H_{\text{раб}} \rho g}{3600 \cdot 1000 \eta_p} = 1,1 \frac{170 \cdot 340 \cdot 1000 \cdot 9,81}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,69} = 288 \text{ кВт.}$$

Принимаем двигатель ВАО-450-4 ($N = 290 \text{ кВт}$, $n = 1488 \text{ мин}^{-1}$, $\eta_{\text{дв}} = 0,932$).

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

$$T_{\text{н}} = \frac{24 Q_{\text{пр.н}}}{Q_{\text{раб}}} = \frac{24 \cdot 100}{170} 14,11 \text{ ч.}$$

$$T_{\text{max}} = \frac{24 Q_{\text{пр. max}}}{Q_{\text{раб}}} = \frac{24 \cdot 120}{170} = 17 \text{ ч.}$$

15. Годовой расход электроэнергии на водоотлив

$$\begin{aligned} E &= \frac{1,05 Q_{\text{раб}} H_{\text{раб}} \rho g}{3600 \cdot 1000 \eta_p \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{с}}} (305 T_{\text{н}} + 60 T_{\text{max}}) = \\ &= \frac{1,05 \cdot 1000 \cdot 170 \cdot 340 \cdot 9,81}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,69 \cdot 0,932 \cdot 0,95} (305 \cdot 14,11 + 60 \cdot 17,0) = \\ &= 1441107,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч/г.} \end{aligned}$$

16. Расход электроэнергии на 1 м^3 откачанной воды

$$\begin{aligned} e &= \frac{1,05 Q_{\text{раб}} \rho g}{3600 \cdot 1000 \eta_p \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{с}}} = \frac{1,05 \cdot 1000 \cdot 340 \cdot 9,81}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,69 \cdot 0,932 \cdot 0,95} = \\ &= 1,592 \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3. \end{aligned}$$

Вопросы для самопроверки

1. Назовите основные параметры работы насосных установок.
2. Физические основы возникновения кавитации и по какому закону она возникает?
3. Как определяется вакуумметрическая высота всасывания?
4. Какие мероприятия необходимо предпринять на подводящем трубопроводе для предотвращения возникновения кавитации?
5. Причины возникновения осевого усилия, значения его и способы уравнивания.
6. Как определить напор и подачу на данную сеть последовательно расположенных в непосредственной близости двух лопастных насосов?
7. Как определить напор и подачу на данную сеть параллельно расположенных в непосредственной близости двух лопастных насосов?
8. Назовите, по каким признакам классифицируются объемные насосы. Назначение воздушных колпаков поршневых насосов.
9. Какие типы ротационных насосов используются в горной промышленности?
10. Какие типы бесприводных насосов широко применяются для добычи полезного ископаемого?
11. В чем заключаются основы эксплуатации шахтных водоотливных установок?
12. Укажите схемы насосных установок, не требующих заливки перед пуском?

13. Изложите методику экспериментального получения характеристик насосного агрегата.
14. Назначение водосборников и размещение датчиков контроля уровня.
15. Как выбирается электронасосный агрегат для стационарного шахтного водоотлива?
16. Что предусмотрено в ПБ относительно насосных камер?
17. Как выбрать электродвигатель для шахтного насоса?
18. Какие особенности конструкции грунтовых насосов?
19. Какие основные параметры определяют работу эрлифтов?
20. Какой вид имеют расходные характеристики эрлифта и рабочие зоны?
21. Какова схема применения гидроэлеваторов при разработке полезных ископаемых?
22. Какие основные параметры гидроэлеватора?
23. Для каких целей применяются погружные насосы и как согласовать подачу насоса с дебитом скважины?
24. Объясните методику расчета погружного насоса для скважины с определенными ее параметрами.

3. РУДНИЧНЫЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

3.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИКИ ГАЗОВ

3.1.1. Параметры состояния воздуха

Вещества обычно находятся в трех состояниях: газа, жидкости или твердого тела. Очевидно, что одно и то же вещество при разных условиях может находиться в различных состояниях.

Свойства вещества бывают интенсивными и экстенсивными. Интенсивными называют свойства, не зависящие от количества вещества в системе (давление, температура и др.). Свойства, зависящие от количества вещества, называются экстенсивными (объем изменяется в данных условиях пропорционально количеству вещества).

Удельные, т. е. отнесенные к единице количества, экстенсивные свойства, приобретают смысл интенсивных свойств (удельный объем, удельная теплоемкость и т. п.).

Интенсивные свойства, определяющие состояние воздуха, называют термодинамическими параметрами состояния.

Наиболее распространенные параметры состояния — абсолютная температура, абсолютное давление и плотность воздуха.

Один из важнейших параметров — абсолютная температура, которая характеризует тепловое состояние воздуха. Тепло может самопроизвольно переходить от более нагретых тел к менее нагретым.

Соотношение температуры, выраженной в единицах термодинамической шкалы (T , К), и температуры в единицах практической шкалы (t , °С) определяется выражением $T = t + 273$.

Другой важный параметр состояния — абсолютное давление — представляет собой силу, действующую по нормали к поверхности тела и отнесенную к единице площади этой поверхности. Для измерения давления применяют единицу измерения Паскаль (Па).

Во всех уравнениях термодинамики используется абсолютное давление; в то же время приборы, применяемые в промышленности для измерения давления, показывают либо избыточное давления (манометры), либо разрежение (вакуумметры).

Зная атмосферное p_a (показание барометра) и избыточное $p_{\text{и}}$ (показание манометра), можно определить абсолютное давление $p = p_a + p_{\text{и}}$.

Удельный объем воздуха представляет собой объем, занимаемый единицей массы воздуха. Удельный объем v ($\text{м}^3/\text{кг}$) связан с массой воздуха G и его объемом V следующим соотношением: $v = V/G$.

Плотность воздуха ρ ($\text{кг}/\text{м}^3$) определяется из выражения $\rho = G/V = 1/v$.

Поскольку все параметры состояния одинаковы с точки зрения определения состояния воздуха, они однозначно определяются соотношениями

$$v = f(p, T); \quad T = \varphi(p, v); \quad p = \psi(T, v)$$

Таким образом, любые три параметра состояния (p , v и T) воздуха связаны между собой. Уравнение, связывающее между собой эти параметры, называется уравнением состояния воздуха, которое можно представить в виде $F(p, v, T) = 0$ или $pV = GRT$, где R — газовая постоянная (для воздуха $R = 0,287$ кДж/(кг·К)); G — масса газа, кг.

Для 1 кг воздуха уравнение состояния

$$pv = RT. \quad (3.1)$$

Уравнение состояния справедливо для идеальных газов. Состояния реальных газов, которые достаточно далеки от сжижения, также описываются этим уравнением.

Если хотя бы один из параметров состояния меняется, то изменятся состояние системы, т. е. происходит термодинамический процесс, представляющий собой совокупность изменяющихся параметров состояния рассматриваемой системы.

3.1.2. Первый закон термодинамики

Первый закон термодинамики представляет собой закон сохранения энергии в применении к термодинамическим системам.

В результате подвода тепла к газу температура его повышается и вследствие увеличения объема газа производится внешняя работа — подведенное к газу тепло расходуется на изменение внутренней энергии газа U и на совершение работы L , что может быть выражено уравнением $Q_{1-2} = \Delta U_{1-2} + L_{1-2}$, где Q_{1-2} — тепло, сообщенное газу при нагревании от состояния 1 до состояния 2, кДж; ΔU_{1-2} — изменение внутренней энергии газа в том же процессе, кДж; L_{1-2} — работа, совершаемая газом в процессе нагревания, кДж.

Это соотношение, записанное в дифференциальной форме, имеет вид [10]:

$$dQ = dU + dL. \quad (3.2)$$

В дальнейшем условимся тепло, подводимое к системе, считать положительным, а отводимое от системы — отрицатель-

ным. Соответственно, работа, производимая системой, будет считаться положительной, а работа, совершаемая над системой — отрицательной.

Поскольку изменение внутренней энергии в термодинамическом процессе равно разности внутренних энергий в начальной и конечной точках процесса, т. е. $\Delta U_{1-2} = U_2 - U_1$, уравнение первого закона термодинамики в интегральной форме может быть записано в виде

$$Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + L_{1-2}. \quad (3.3)$$

Внутренняя энергия U , пропорциональная количеству газа в системе, называется удельной внутренней энергией (кДж/кг) и представляет собой внутреннюю энергию единицы массы газа $u = U/G$.

Для краткости в дальнейшем будем называть величину u — удельную внутреннюю энергию — просто внутренней энергией, а величину U — полной внутренней энергией системы.

Если масса газа G в системе сохраняется постоянной, то уравнения первого закона термодинамики могут быть записаны таким образом

$$q_{1-2} = (u_2 - u_1) + l_{1-2}; \quad (3.4)$$

$$dq = du + dl, \quad (3.5)$$

где q — количество тепла, подводимое (отводимое) к единице массы газа, кДж/кг; l — работа, произведенная единицей массы газа (или произведенная над этим количеством вещества), кДж/кг.

Для случая, когда единственным видом работы, который совершает система, будет работа расширения, уравнения (3.4) и (3.5) примут вид

$$q_{1-2} = (u_2 - u_1) + \int_{v_1}^{v_2} p dv; \quad (3.6)$$

$$dq = du + p dv.$$

3.1.3. Параметры газа. Энтальпия и энтропия

Сумма внутренней энергии системы U плюс произведение давления p на объем V называется энтальпией, измеряемой в джоулях (Дж).

Энтальпию можно выразить $I = iG$, где i — удельная энтальпия, кДж/кг.

Удельную энтальпию можно выразить так

$$i = u + pv = u + RT. \quad (3.7)$$

Уравнение (3.6) первого закона термодинамики в случае, когда единственным видом работы будет работа расширения,

т. е. когда $dq = du + pdv$ с учетом соотношения $pdv = d(pv) - vdp$ может быть записано в виде

$$dq = du + (pv) - vdp = d(u + pv) - vdp, \quad (3.8)$$

т. е.

$$dq = di - vdp.$$

Для определения количества тепла в термодинамическом процессе может быть использовано выражение

$$dQ = Tds. \quad (3.9)$$

Величина s , Дж/(кг·К), входящая в эту формулу, представляет собой параметр состояния газа. Отношение дифференциала тепла dq к абсолютной температуре T называется удельной энтропией (Дж/(кг·К)).

Согласно формулам (3.7) и (3.8), удельная энтропия газа

$$ds = dq/T = du/T + pdv/T. \quad (3.10)$$

Заменяя в уравнении (3.10) значение $p = RT/v$, получаем

$$ds = \frac{du}{T} + R \frac{dv}{v}.$$

3.1.4. Удельная теплоемкость газов

Удельной теплоемкостью c , кДж/(кг·К), называется количество тепла, которое необходимо сообщить определенному количеству газа, чтобы повысить его температуру на 1 градус.

Выражение для удельной теплоемкости кДж/(кг·К) в дифференциальной форме имеет вид

$$c = dq/dT. \quad (3.11)$$

Учитывая, что количество теплоты определяется по формуле (3.6), имеем

$$c = du/dT + pdv/dT. \quad (3.12)$$

Как следует из формулы, удельная теплоемкость газа зависит от условий, в которых происходит изменение состояния.

Большой интерес представляет удельная теплоемкость для двух случаев изменения состояния: при постоянном объеме газа c_v и при постоянном давлении газа c_p .

Из уравнения первого закона термодинамики (3.6) для процесса при постоянном объеме газа ($dv=0$) следует, что

$$dq_v = du, \quad (3.13)$$

т. е. тепло, подводимое к системе, расходуется только на изменение внутренней энергии системы. Отсюда очевидно, что

выражение для удельной теплоемкости c_v в соответствии с уравнениями (3.11) и (3.13) определяется как

$$c_v = \frac{dq_v}{dT} = \left(\frac{du}{dT} \right)_v. \quad (3.14)$$

Соотношение (3.14) может рассматриваться как определение удельной теплоемкости при постоянном объеме c_v .

Оно показывает, что теплоемкость c_v характеризует темп роста внутренней энергии (u) в процессе при постоянном объеме газа с повышением температуры T .

Из уравнения (3.8) следует, что если давление системы сохраняется неизменным ($dp=0$), то $dq_p=di$, т. е. тепло, подводимое к системе при постоянном давлении, расходуется только на изменение энтальпии системы. Отсюда следует, что выражение для удельной теплоемкости c_p определяется из уравнения

$$c_p = \frac{dq_p}{dT} = \frac{du}{dT} + \frac{pdv}{dT}. \quad (3.15)$$

Учитывая уравнения (3.1) и (3.14), получаем

$$c_p = c_v + R, \quad (3.16)$$

где c_p — удельная теплоемкость газа при постоянном давлении, кДж/(кг·К).

При расчете термодинамических задач широко используется отношение этих удельных теплоемкостей $k=c_p/c_v$. Для реальных газов величины c_p и c_v зависят от температуры и давления, однако последняя зависимость настолько незначительна, что ею обычно пренебрегают (для паров зависимостью удельной теплоемкости от давления зачастую пренебрегать нельзя).

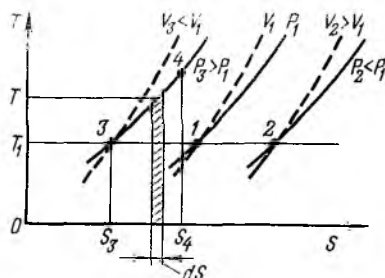
3.1.5. Энтальпийная диаграмма

При рассмотрении какого-либо термодинамического процесса в координатах $T-S$ (рис. 3.1) можно определить количество тепла, которым газ обменивается с окружающей средой. Площадь под бесконечно малым участком кривой процесса равна Tds . По формуле (3.10) это произведение определяет количество тепла dq , тогда площадь $s_3-3-4-s_4-s_3$, находящаяся под всей линией процесса, будет соответствовать количеству тепла, которым 1 кг газа обменивается с окружающей средой в течение этого процесса,

$$q = \text{пл. } s_3-3-4-s_4-s_3 = \int_3^4 Tds.$$

Для удобства пользования энтальпийной диаграммой в ней наносятся кривые постоянных давлений — изобары и постоянных удельных объемов — изохоры.

Рис. 3.1. Диаграмма термодинамического процесса в координатах $T-S$ с изохорами и изобарами (изохоры — пунктирные линии, изобары — сплошные линии)



Для построения изохор воспользуемся уравнением (3.11) и с учетом выражения (3.14) имеем:

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}. \quad (3.17)$$

При изменении состояния газа от точки 1 с параметрами p_1 , v_1 и T_1 до точки с текущими параметрами p , v и T , происходит изменение энтропии, значение которой составляет величину

$$\Delta s = s - s_1 = c_v \ln \frac{T}{T_1} + R \ln \frac{v}{v_1}. \quad (3.18)$$

Для изохорного процесса $v = v_1 = \text{const}$, тогда

$$\Delta s = c_v \ln \frac{T}{T_1}. \quad (3.19)$$

Следовательно, в координатах $T'-s$ изохора представляет собой логарифмическую кривую. Если предположить в уравнении (3.18) $T = T_1 = \text{const}$, то получим

$$\Delta s = R \ln \frac{v}{v_1},$$

т. е. для одной и той же температуры газа при увеличении удельного объема изохоры смещаются вправо.

Для построения изобар на энтропийной диаграмме выразим приращение энтропии через температуру и давление.

Так как $v = RT/p$ и

$$dv = R \frac{pdT - Tdp}{p^2},$$

используя уравнение (3.15), получаем

$$ds = \frac{c_p dT}{T} + R \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}$$

или, учитывая уравнение (3.16), —

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}. \quad (3.20)$$

При конечном изменении состояния газа от точки 1 (см. рис. 3.1) с параметрами p_1, v_1, T_1 до точки с текущими координатами p, v и T получаем

$$\Delta s = s - s_1 = c_p \ln \frac{T}{T_1} - R \ln \frac{p}{p_1}. \quad (3.21)$$

Для изобарного процесса $p = p_1 = \text{const}$ и

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T}{T_1}, \quad (3.22)$$

т. е. изобара, так же как и изохора, в координатах $T-s$ есть логарифмическая кривая.

Так как $c_p > c_v$, то приращение энтропии при одном и том же изменении температуры газа для изобарного процесса больше, чем для изохорного, т. е. изобара в координатах $T-s$ выше, чем изохора.

Если в уравнении (3.21) предположить $T = T_1 = \text{const}$, то

$$\Delta s = -R \ln \frac{p}{p_1}. \quad (3.23)$$

Таким образом, при постоянной температуре газа с увеличением давления изобары смещаются влево; кроме того, из уравнения (3.22) следует, что изобара, так же как изохора эквидистанты, в координатах $T-s$.

3.2. ПРОЦЕССЫ СЖАТИЯ ВОЗДУХА В КОМПРЕССОРАХ

При исследовании термодинамических процессов устанавливаются закономерности изменения параметров состояния газов и особенности превращения энергии. Характер изменения удельного объема и температуры в различных процессах устанавливается на основании уравнения состояния газа (3.1).

3.2.1. Изохорный процесс сжатия

При постоянном объеме газа ($v = \text{const}$) зависимость между давлением и температурой газа на основании уравнения состояния газа (3.1) будет иметь вид

$$p/T = \text{const}. \quad (3.24)$$

Приращение внутренней энергии

$$\Delta u = u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1). \quad (3.25)$$

Энтальпия газа

$$\Delta i = (c_v + R) (T_2 - T_1) = c_p (T_2 - T_1). \quad (3.26)$$

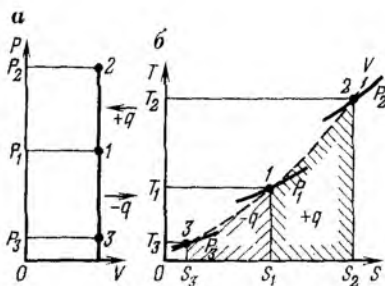


Рис. 3.2. Диаграмма изохорного процесса:

а — в координатах p — V ; б — в координатах T — S

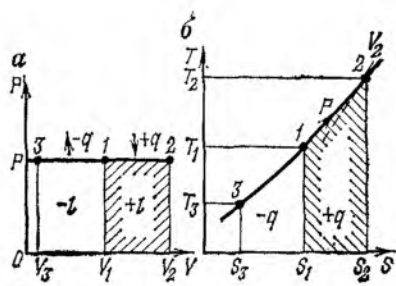


Рис. 3.3. Диаграмма изобарного процесса:

а — в координатах p — V ; б — в координатах T — S

Изменение энтропии газа для изохорного процесса определяется по уравнению (3.19).

При постоянном объеме работа, совершаемая в изохорном процессе, равна нулю, поэтому подводимое тепло расходуется на изменение внутренней энергии

$$q = \Delta u = c_v(T_2 - T_1). \quad (3.27)$$

Повышение давления в изохорном процессе сжатия газа сопровождается подводом тепла q (линия 1—2), понижением давления — отводом тепла q (линия 1—3) (рис. 3.2, а и уравнение 3.27).

Энтропия газа увеличивается при процессе, протекающем с подводом тепла (линия 1—2), и уменьшается при процессе, протекающем с отводом тепла (линия 1—3) (рис. 3.2, б).

3.2.2. Изобарный процесс сжатия

При постоянном давлении ($p = \text{const}$) зависимость между удельным объемом и температурой газа на основании уравнения состояния газа (3.1) имеет вид $v/T = \text{const}$.

Приращение внутренней энергии и энтальпии газа определяется по формуле соответственно (3.25) и (3.26), а изменение энтропии при этом процессе — по уравнению (3.22).

Работа l при изобарном процессе может быть определена исходя из уравнения по вычислению работы расширения и уравнения состояния газа (рис. 3.3, а).

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1). \quad (3.28)$$

Согласно уравнению (3.11) $dq = c_p dT$, тогда количество тепла в данном процессе $q = c_p(T_2 - T_1)$.

Тепло в данном процессе, согласно уравнению (3.26), расходуется на изменение энтальпии газа, т. е. $q = \Delta i$.

При изобарном расширении (линия 1—2) газ производит работу (рис. 3.3, б), причем к нему подводится тепло, при сжатии (линия 1—3) работа совершается над газом с одновременным отводом тепла (см. рис. 3.3, а).

3.2.3. Изотермический процесс сжатия

Изотермический процесс сжатия воздуха характеризуется постоянством температуры процесса, для которого $T_1 = \text{const}$, и, следовательно, $dT_1 = 0$.

В этом случае уравнение имеет вид

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = p v = \text{const}, \quad (3.29)$$

т. е. отвечает закону Бойля—Мариотта, где 1 и 2 — точки на линии процесса сжатия.

Линия 1—2 процесса, соответствующая изотермам сжатия воздуха, приведена в координатах $p—V$ (рис. 3.4, а) и $T—s$ (рис. 3.4, б).

Количество работы, затраченной в процессе сжатия,

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_2}^{v_1} RT \frac{dv}{v} = RT \ln \frac{v_1}{v_2} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (3.30)$$

Количество выделяемого тепла

$$q = - \int_{s_1}^{s_2} T ds = T \int_{s_2}^{s_1} ds = T (s_1 - s_2). \quad (3.31)$$

Так как теплоемкость при постоянном объеме $c_v = du/dT$ и $du = c_v dT$, то $du = 0$.

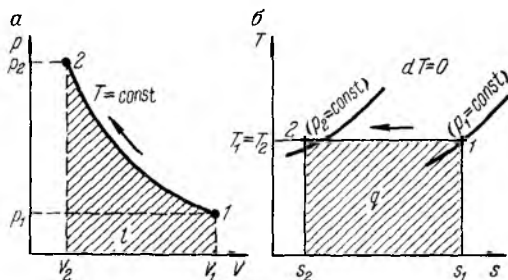
В изотермическом процессе отсутствует приращение внутренней энергии, так как $du = 0$. Это значит, что механическая работа равна количеству выделенного тепла, что следует также из равенства $l_{\text{пот}} = q_{\text{изот}}$.

Для исследования теплообмена, происходящего между воздухом и окружающей средой во время изменения состояния воздуха, широко используется так называемая энтропийная диаграмма (координаты $T—s$ на рис. 3.4, б). На этой диаграмме по оси абсцисс откладывается изменение энтропии 1 кг воздуха в кДж/(кг·К), а по оси ординат — абсолютная температура его в градусах Кельвина.

При изображении термодинамического процесса в этих координатах (рис. 3.4, б, отрезок 1—2) можно довольно просто определить количество тепла, которым воздух обменивается с окружающей средой. Площадь под участком линии 1—2 про-

Рис. 3.4. Изотермический процесс сжатия воздуха:

а — в координатах p — V ; б — в координатах T — s



цесса равна Tds . Это произведение определяет количество тепла dq , тогда площадь $1-2-s_2-s_1-1$, находящаяся под всей линией процесса, будет соответствовать количеству тепла, которым 1 кг воздуха обменивается с окружающей средой в течение этого процесса:

$$q = \text{пл. } 1-2-s_2-s_1-1 = \int_1^2 Tds.$$

Изменение энтропии в изотермическом процессе, т. е. разность энтропий, соответствующих состояниям 1 и 2, вычисляется, если известны давления в точках 1 и 2, по уравнению

$$s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2} = R \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

3.2.4. Адиабатный процесс сжатия

Адиабатным называется процесс сжатия воздуха, который протекает в теплоизолированной системе. В этом процессе отсутствует отвод тепла, выделяющегося при сжатии воздуха, т. е. $dq = Tds = 0$.

Поскольку энтропия процесса $ds = dq/T$, при адиабатном процессе сжатия воздуха $ds = 0$, т. е. $s = \text{const}$.

Линии $1-2$ адиабатного процесса сжатия воздуха в координатах p — V и T — s приведены на рис. 3.5.

Для изучения соотношений удельного объема и давления при адиабатном процессе воспользуемся уравнениями (3.6) и (3.8)

$$dq = du + pdv = 0;$$

$$dq = di - vdp = 0.$$

Используя уравнения $c_v dT = -pdv$ и $c_p dT = vdp$, а затем разделив второе на первое, получим

$$\frac{c_p}{c_v} = - \frac{vdp}{pdv}.$$

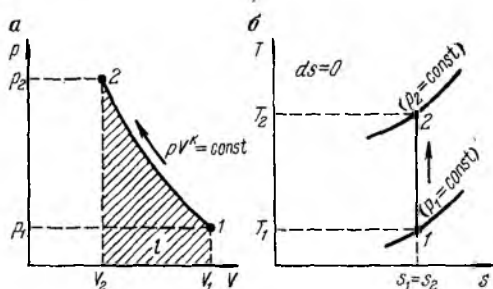


Рис. 3.5. Адиабатный процесс сжатия воздуха:
а — в координатах $p-V$; б — в координатах $T-s$

Так как показатель адиабаты $c_p/c_v = k$, то получим

$$k \frac{dv}{v} = - \frac{dp}{p}. \quad (3.32)$$

Решая дифференциальное уравнение (3.32), имеем уравнение адиабатного сжатия

$$pv^k = \text{const}. \quad (3.33)$$

Механическая работа выразится таким образом

$$\begin{aligned} l_{\text{ад}} &= - \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_2}^{v_1} p dv = \int_{v_2}^{v_1} \frac{p_1 v_1}{v^k} dv = \\ &= + \frac{p_1 v_1^k}{k-1} \left(\frac{1}{v_2^{k-1}} - \frac{1}{v_1^{k-1}} \right) \end{aligned}$$

или

$$l_{\text{ад}} = + \frac{1}{k-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1). \quad (3.34)$$

Работа, совершаемая при адиабатном процессе, может быть также определена, если воспользоваться уравнениями (3.12) и (3.14)

$$l_{\text{ад}} = -c_v(T_2 - T_1) = c_v(T_1 - T_2).$$

Учитывая, что $c_v = R/(k-1)$, работа

$$l = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (3.35)$$

Для идеального воздуха из уравнения адиабаты (3.33) можно получить соотношения, связывающие между собой значения T и v , а также T и p . В самом деле, с учетом того, что для идеального воздуха $p = RT/v$, получаем из уравнения (3.33)

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1},$$

т. е.

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1}, \quad (3.36)$$

далее, подставляя в (3.36) $v = RT/p$, получаем

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k}.$$

Температура воздуха T_2 в конце адиабатного процесса сжатия

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k}.$$

3.2.5. Политропный процесс сжатия

Реальные процессы при работе компрессоров не адиабатны, так как в процессе сжатия имеется теплообмен, т. е. $dq \neq 0$. Однако степень охлаждения недостаточная, чтобы осуществить изотермическое сжатие, т. е. $dT \neq 0$.

Характерной чертой политропных процессов является то, что для них количество тепла, которым воздух обменивается с окружающей средой, может быть определено по методике проф. В. А. Мурзина

$$q = c_1 (T_2 - T_1), \quad (3.37)$$

где c_1 — средняя постоянная удельная теплоемкость в данном интервале температур.

Используя уравнения (3.12) и (3.14), можно выяснить соотношения параметров воздуха при политропном процессе

$$c = \frac{du}{dT} + \frac{pdv}{dT} = c_v + \frac{pdv}{dT} \quad (3.38)$$

или

$$(c - c_v) dT = pdv. \quad (3.39)$$

Дифференцируя уравнение (3.1), получаем

$$dT = \frac{pdv + vdp}{R}.$$

Подставляя значение dT в формулу (3.39), получаем

$$(c - c_v) \frac{pdv + vdp}{R} = pdv,$$

тогда

$$pdv + vdp - \frac{R}{c - c_v} pdv = 0,$$

но так как $R = c_p - c_v$, имеем

$$\left(\frac{c - c_p}{c - c_v} \right) \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0. \quad (3.40)$$

Приняв показатель процесса $n = c - c_p / (c - c_v)$, после решения дифференциального уравнения (3.40) получим

$$n \ln v + \ln p = \ln c. \quad (3.41)$$

Потенцируя последнее выражение, получаем зависимость между параметрами воздуха в политропном процессе

$$pv^n = \text{const}. \quad (3.42)$$

Уравнение (3.42) по внешнему виду аналогично уравнению адиабаты (3.33), поэтому все формулы, полученные с учетом уравнения (3.33), справедливы и для политропного процесса, если в них показатель степени k заменен величиной n .

Удельная работа, совершаемая при политропном процессе, определяется по аналогии с адиабатным:

$$\begin{aligned} l &= \frac{1}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{n-1/n} \right]; \\ l &= \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2); \\ l &= \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2). \end{aligned} \quad (3.43)$$

Температура воздуха в конце процесса сжатия

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{n-1/n}.$$

Количество тепла, отводимого от 1 кг идеального воздуха в процессе сжатия, может быть подсчитано с помощью следующего уравнения из термодинамики

$$q_{1-2} = c_v \frac{k-n}{n-1} (T_1 - T_2). \quad (3.44)$$

Поскольку $T_1 < T_2$, величина q_{1-2} отрицательна. Давления и удельные объемы воздуха в начале и в конце процесса сжатия связаны между собой обычным уравнением политропы

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^n,$$

а температура воздуха в начале и в конце процесса сжатия — уравнением

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{n-1/n}$$

С учётом этого уравнение для величины q_{1-2} может быть преобразовано таким образом:

$$q_{1-2} = -c_v T \frac{k-n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{n-1/n} - 1 \right]. \quad (3.45)$$

Политропный процесс сжатия может быть осуществлен как с отводом тепла (процесс сжатия в обычных компрессорах) при $n < k$, так и с подводом тепла (работа холодильных компрессоров на некоторых режимах) при $n > k$.

3.3. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

3.3.1. Принципиальная схема и принцип действия

Поршневые компрессоры относятся к разряду компрессоров объемного действия, в которых процессы сжатия и перемещения воздуха происходят в замкнутом пространстве за счет изменения его объема.

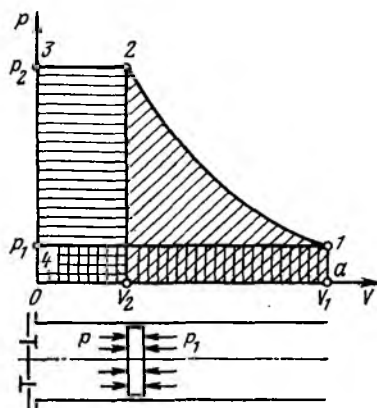
В поршневых компрессорах таким пространством служит рабочий цилиндр, а органом, воздействующим на воздух с целью изменения его объема,— поршень.

Основные узлы поршневого одноступенчатого компрессора— рабочий цилиндр 1 (рис. 3.6), поршень 2, приемный рабочий клапан 3, служащий распределительным органом при поступлении воздуха в компрессор, нагнетательный рабочий клапан 4, являющийся распределительным органом на выходе сжатого воздуха из цилиндра в напорный трубопровод. Кривошипно-шатунная система, состоящая из штока 5, крейцкопфа 6, шатуна 7, кривошипа 8, служит для преобразования вращательного движения привода в возвратно-поступательное движение поршня.

Расстояние между двумя крайними положениями поршня (положения $A-A$ и $B-B$), в которых его скорость $v_n = 0$, называется ходом поршня: $s = 2r$, где r — радиус кривошипа.

Работа поршневого компрессора сводится к следующему. При движении поршня 2 вправо увеличивающийся объем рабочего цилиндра заполняется воздухом, поступающим через открытый приемный клапан 3 из приемного трубопровода. Этот процесс называется процессом всасывания. По достижении поршнем положения $B-B$ всасывающий клапан 3 закрывается. Начало движения поршня влево совпадает с началом процесса сжатия, который завершается в момент, когда рабочие параметры воздуха достигают значений, соответствующих условиям нагнетания. Процесс сжатия заканчивается при достижении поршнем положения $C-C$. В этом положении открывается нагнетательный клапан 4 и происходит процесс нагнетания, т. е.

Рис. 3.7. Схема и индикаторная диаграмма идеального компрессора



крытыми, количество воздуха в процессе сжатия неизменно. Точка 2 соответствует моменту открывания нагнетательного клапана, а линия 2—3 — процессу выталкивания воздуха из цилиндра в резервуар высокого давления. В процессе 2—3 количество воздуха, находящегося в цилиндре, уменьшается. Точка 4 соответствует открыванию всасывающего клапана, линия 4—1 — процессу всасывания в цилиндр воздуха из резервуара низкого давления p_1 . В процессе 4—1 количество воздуха в цилиндре увеличивается от нуля до значения, соответствующего заполнению цилиндра компрессора в точке 1.

Следует отметить, что при всасывании и выталкивании объем воздуха в цилиндре компрессора меняется вследствие изменения его количества, в то время как удельные объемы во время этих процессов остаются постоянными, поэтому цикл компрессора изображается в координатах p — V .

Производительность компрессора определяется количеством воздуха, нагнетаемого в выпускной трубопровод в единицу времени. Объемная производительность компрессора приводится к условиям всасывания.

Для идеального компрессора из-за отсутствия потерь производительность его равна объему засасываемого воздуха, т. е.

$$V_T = V_n n, \quad (3.46)$$

где V_n — объем, описанный поршнем компрессора за ход всасывания, м^3 ; n — частота вращения вала компрессора, мин^{-1} .

Определим работу, совершаемую поршнем компрессора за один цикл. Эта работа складывается из работы, совершаемой во время процессов сжатия, выталкивания и всасывания воздуха.

Работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в процессе 1—2,

$$L_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} p dV. \quad (3.47)$$

Величина L_{1-2} всегда отрицательна, так как работа совершается над воздухом ($V_1 > V_2$ и, следовательно, $L_{1-2} < 0$). На индикаторной диаграмме величина L_{1-2} изображается площадью под кривой 1—2 (косая штриховка).

Работа, совершаемая над сжатым воздухом в процессе выталкивания этого воздуха из цилиндра компрессора в резервуар высокого давления (процесс 2—3), определяется с помощью аналогичного соотношения

$$L_{2-3} = \int_{V_2}^{V_3} p dV.$$

Поскольку в этом процессе давление остается постоянным ($p = \text{const}$), то вынося p_2 за интеграл, получаем $L_{2-3} = p_2(V_3 - V_2)$.

Для идеального компрессора объем воздуха в цилиндре в конце процесса выталкивания равен нулю ($V_3 = 0$) и, следовательно,

$$L_{2-3} = -p_2 V_2. \quad (3.48)$$

Величина L_{2-3} отрицательна, так как в процессе 2—3 работа совершается над воздухом и соответствует площади прямоугольника под процессом 2—3 (горизонтальная штриховка).

Точка 4 на индикаторной диаграмме соответствует началу процесса всасывания воздуха из атмосферы. Поскольку изменение давления в цилиндре от p_2 (в момент закрывания клапана) до p_1 (в момент открывания клапана) происходит без изменения объема ($V_3 = V_4 = 0$), в процессе 3—4 работа не совершается, т. е. $L_{3-4} = 0$.

Работа в процессе 4—1 всасывания воздуха в цилиндре компрессора

$$L_{4-1} = \int_{V_4}^{V_1} p dV = p_1 V_1 \quad (3.49)$$

положительна, так как в этом случае воздух совершает (отдает) работу. На индикаторной диаграмме L_{4-1} изображается площадью под прямой 4—1 (вертикальная штриховка).

Суммируя значения L_{1-2} , L_{2-3} , L_{3-4} и L_{4-1} цикла 1—2—3—4—1:

$$L = p_1 V_1 - p_2 V_2 + \int_{V_1}^{V_2} p dV. \quad (3.50)$$

Применяя для величины $p dV$ преобразование

$$p dV = d(pV) - V dp, \quad (3.51)$$

интеграл правой части уравнения (3.51) можно представить таким образом:

$$\int_{V_1}^{V_2} p dV = (p_2 V_2 - p_1 V_1) - \int_{p_1}^{p_2} V dp. \quad (3.52)$$

Подставляя (3.52) в уравнение (3.50), получаем работу поршневого компрессора:

$$L = - \int_{p_1}^{p_2} V dp. \quad (3.53)$$

Работа L изображается площадью 1—2—3—4—1 и является отрицательной величиной, так как для сжатия воздуха в компрессоре необходимо затратить внешнюю работу. Величина L есть техническая работа компрессора и она существенно отличается от работы сжатия в компрессоре $\int_{V_1}^{V_2} p dV$.

Если обозначим массу воздуха, сжимаемого компрессором за один цикл через G , то с учетом того, что $V = vG$, а величина G в процессе сжатия остается постоянной, получим из (3.53) техническую работу сжатия 1 кг воздуха:

$$l = - \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (3.54)$$

Необходимо стремиться к тому, чтобы работа l , затрачиваемая в цикле на сжатие воздуха от давления p_1 до давления p_2 , была минимальной, а также, чтобы температура воздуха в конце сжатия была ниже температуры вспышки масла, применяемого для смазки внутренних стенок цилиндра.

Уравнение для работы компрессора за один цикл в конечном виде может быть получено лишь тогда, когда известен вид подинтегральной функции $p = f(V)$. Эта зависимость определяется характером процесса сжатия. В этом случае работа идеального компрессора во время фазы адиабатного сжатия согласно формуле (3.34) имеет вид

$$- \int_{V_1}^{V_2} p dV = + \frac{1}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1). \quad (3.55)$$

Учитывая, что техническая работа компрессора отрицательная величина, подставляем выражение (3.55) в уравнение (3.50) и получаем

$$L = p_2 V_2 - p_1 V_1 + \frac{1}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1). \quad (3.56)$$

Поскольку работа, совершаемая над системой, будет отрицательной, из выражения (3.56) получим

$$L = \frac{k}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1). \quad (3.57)$$

С учетом зависимости между параметрами воздуха для адиабатного процесса работу компрессора за цикл можно выразить таким образом:

$$L = \frac{k}{k-1} GR (T_2 - T_1); \quad (3.58)$$

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right]. \quad (3.59)$$

Отношение $p_2/p_1 = \epsilon$ представляет собой степень повышения давления компрессора, поэтому формула (3.59) может быть записана

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 (\epsilon^{k-1/k} - 1). \quad (3.60)$$

Работа, приходящаяся на 1 кг сжимаемого воздуха, в соответствии с формулами (3.57), (3.58) и (3.60) определится по уравнениям:

$$l' = \frac{k}{k-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1); \quad (3.61)$$

$$l' = \frac{k}{k-1} R (T_2 - T_1), \quad (3.62)$$

$$l' = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 (\epsilon^{k-1/k} - 1). \quad (3.63)$$

Количество тепла, отводимого при адиабатном процессе сжатия, равно нулю. При политропном процессе сжатия работа поршневого компрессора за один цикл будет описываться уравнениями (3.57), (3.59) — (3.63), в которых показатель процесса k заменяется значением n .

Количество тепла, отводимого при политропном сжатии воздуха в компрессоре, определяется по уравнениям (3.44) и (3.45):

$$q = c_v T \frac{n-k}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{n-1/n} - 1 \right] = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1).$$

Если работа сжатия воздуха в компрессоре осуществляется по изотермическому процессу (линия 1—2), то температура воздуха не изменяется, а показатель процесса $n=1$ (рис. 3.8, а).

Следовательно, $p_1 V_1 = p_2 V_2 = pV = \text{const}$.

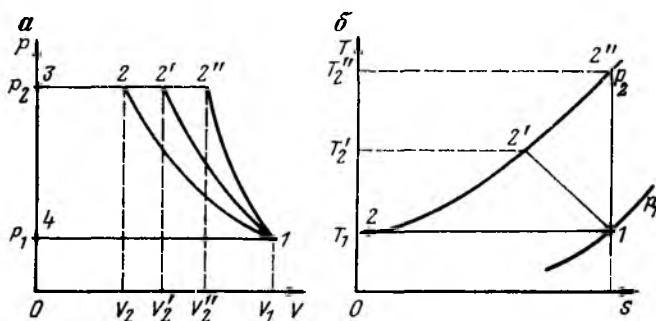


Рис. 3.8. Графики сравнения процессов сжатия воздуха в зависимости от показателя процесса:

а — в координатах $p-V$; б — в координатах $T-s$

Воспользовавшись выражениями (3.30) и (3.50) для изотермического процесса, получим

$$L = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = RT_1 \ln \frac{v_1}{v_2} = p_1 V_1 \ln \epsilon. \quad (3.64)$$

Количество отводимого тепла от воздуха $Q=L$.

Начальные параметры воздуха и конечные давления его для всех трех процессов приняты одинаковыми, поэтому изотермический процесс изображен линией $1-2$ (рис. 3.8, б), политропный $1 < n < k$ — $1-2'$, адиабатный $n=k$ — $1-2''$.

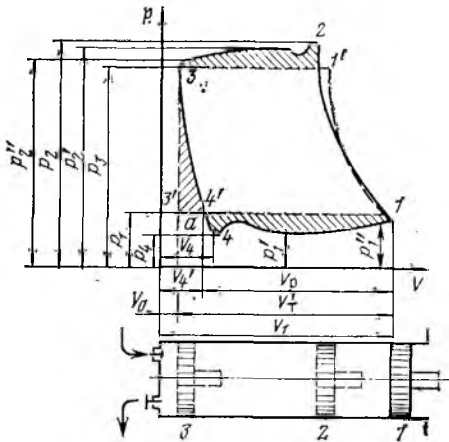
Из представленного рисунка следует, что с увеличением показателя процесса увеличиваются работа компрессора, температура и объем сжатого воздуха. Следовательно, с целью уменьшения работы, затрачиваемой на производство сжатого воздуха, необходимо уменьшать показатель процесса за счет интенсивного охлаждения воздуха в компрессоре.

3.3.3. Действительный цикл в поршневом компрессоре

Работа реального компрессора и термодинамические процессы, совершающиеся при этом, в действительности значительно отличаются от работы и процессов, происходящих в идеальном компрессоре. Это отличие прежде всего заключается в том, что в цилиндре реального компрессора после окончания процесса нагнетания остается определенное количество воздуха объемом V_0 , сжатого до давления нагнетания p_3 (рис. 3.9).

В компрессоре всегда должен быть предусмотрен зазор между крышкой цилиндра и поршнем в его крайнем положении, необходимый для исключения ударов поршня о крышку

Рис. 3.9. Цикл реального компрессора



из-за неточности сборки, износа подшипников и теплового изменения размеров отдельных деталей компрессора вследствие теплового расширения.

Пространство между поршнем компрессора, находящимся в крайнем мертвом положении, и крышкой цилиндра, а также в каналах, соединяющих проходные сечения клапанов с цилиндром, называется вредным. Расширение воздуха, находящегося во вредном пространстве, уменьшает объем всасывания на $\Delta V = V_1 - V_4'$.

Вторая особенность работы реального компрессора — непрерывное изменение параметров состояния при его работе, если рассматривать переход состояния от точки к точке для всех процессов, характеризующих цикл компрессора.

Изменение параметров состояния p , V и T обусловлено затратами энергии на преодоление воздуха внутри цилиндра от приемного трубопровода до напорного, а также наличием теплообмена, имеющего различную интенсивность для каждого момента цикла компрессора.

На диаграмме цикла реального компрессора (см. рис. 3.9) для сравнительной оценки пунктирными линиями нанесена диаграмма $1-1'-3-3'-1$ для случая, если бы компрессор работал по идеальному циклу ($V_0=0$), а изменение давления происходило бы мгновенно из точки 3 до точки 3' и вредное пространство не влияло бы на производительность компрессора. Действительный цикл компрессора характеризуется такими процессами.

Процесс сжатия (линия $1-2$). Начало процесса сжатия соответствует точке 1, в которой параметрами состояния являются p_1 , v_1 и T_1 , а объем воздуха соответствует V_1 . В точке 1, соответствующей моменту окончания процесса всасывания, давле-

ние p_1 можно принимать равным давлению в приемном трубопроводе.

Линия сжатия 1—2 в общем случае есть линия политропы, показатель которой n в течение процесса сжатия изменяется вследствие различий в направлении теплообмена в начале и конце сжатия. В начальный момент сжимается относительно холодный воздух и процесс происходит с подводом к нему тепла от горячих поверхностей цилиндра поршня и клапанов. В заключительной стадии сжатия поток тепла изменяет свое направление. Горячий воздух отдает тепло через поверхности, и процесс сжатия происходит с отводом тепла. Сжатие воздуха заканчивается в точке 2, давление воздуха в которой равно p_2 и превышает давление в напорном трубопроводе p_3 . Перепад давления $\Delta p_n = p_2 - p_3$ соответствует тому приращению давления, на которое необходимо повысить давление в конце сжатия для обеспечения открывания нагнетательного клапана, т. е. процесса, связанного с преодолением силы напряжения пружины клапана и сил инерции рабочей пластины и пружины клапана.

Процесс нагнетания (линия 2—3). В точке 2 открывается нагнетательный клапан и начинается процесс нагнетания. В начальный момент, когда скорость поршня и, следовательно, скорость воздуха в цилиндре и клапане относительно малы, давление в цилиндре падает. Возрастание скорости воздуха до максимума в точке, соответствующей середине хода поршня, приводит к увеличению потерь напора на гидравлические сопротивления в цилиндре и клапанах, что вызывает повышение давления в цилиндре до значения p_2' . Дальнейшее уменьшение скорости приводит к снижению потерь напора на гидравлические сопротивления и к постепенному уменьшению давления. В точке 3 нагнетание воздуха заканчивается, скорость поршня равняется нулю, вследствие чего давление в цилиндре становится равным давлению в напорном трубопроводе.

Процесс расширения (линия 3—4). В положении 3 в цилиндре компрессора остается количество воздуха, сжатого до давления нагнетания p_3 , объем которого равен V_0 . С началом движения поршня компрессора вправо этот объем начинает расширяться, давление в цилиндре падает и напорный клапан закрывается.

Воздух, содержащийся во вредном пространстве, расширяется по политропному процессу. Это приводит к снижению производительности компрессора, так как расширившийся воздух занимает часть объема цилиндра, в результате чего рабочий объем цилиндра уменьшается на величину V_4 при соответствующем давлении p_1 в приемном трубопроводе. Однако открывание всасывающего клапана и начало процесса всасывания наступают позднее (не в точке 4', а в точке 4), так как в цилиндре должен создаваться перепад давлений $\Delta p_{вс}$, необходи-

мый для преодоления усилий натяжения пружины приемного клапана и сил инерции пружины и рабочей пластины клапана.

Вследствие этого процесс расширения заканчивается лишь в точке 4, что приводит к дополнительному расширению рабочего объема V_p в цилиндре на величину V_4 и он становится $V_p = V_1 - V_4$.

Процесс всасывания (линия 4—1). В точке 4 открывается приемный клапан и цилиндр компрессора заполняется воздухом, т. е. начинается процесс всасывания. Изменение скорости движения воздуха в цилиндре и клапанах, связанное с изменением скорости движения поршня, приводит к тому, что давление в процессе всасывания есть переменная величина. Минимальное давление p_1' соответствует максимальной скорости. В точке 1 давление в цилиндре при скорости поршня $v_n = 0$ становится равным давлению в приемном трубопроводе.

Начало движения поршня влево приводит к изменению параметров состояния, закрыванию приемного клапана и началу нового цикла работы компрессора.

Фактическая индикаторная диаграмма отличается от теоретической наличием процесса расширения воздуха, оставшегося в конце фазы выталкивания во вредном пространстве (см. рис. 3.9). Кроме того, за счет потерь давления во всасывающем и нагнетательном клапанах линия всасывания проходит ниже теоретической, совпадающей с давлением во всасывающем патрубке p_1 , и линия нагнетания — выше теоретической, совпадающей с давлением за компрессором p_2 .

В начале процессов всасывания и нагнетания на индикаторной диаграмме имеются характерные выступы, наличие которых объясняется инерцией клапанных пластин и прилипанием их к седлам.

Рассмотрим, какое влияние на работу и производительность компрессора оказывают отдельные факторы, вызывающие отклонение реальных процессов от теоретических.

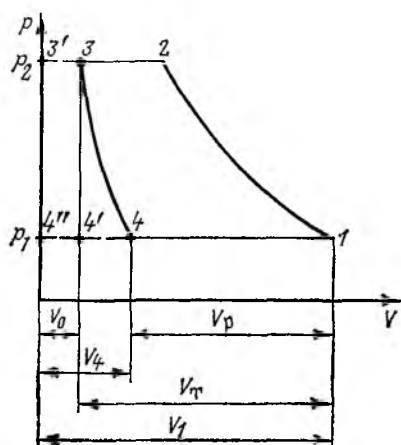
Вредное пространство. Так как в конце фазы выталкивания часть сжатого воздуха остается во вредном пространстве, при обратном движении поршня всасывающий клапан открывается не в начале хода, а лишь тогда, когда давление оставшегося воздуха понизится до p_1 , т. е. воздух будет расширяться по линии 3—4. Вследствие этого воздух будет всасываться во время части обратного хода поршня (линия 4—1) и количество воздуха уменьшится до рабочего объема V_p (рис. 3.10).

Следовательно, наличие вредного пространства приводит к снижению производительности компрессора.

Влияние вредного пространства на производительность учитывается объемным коэффициентом $\lambda_0 = V_p/V_T$, но

$$V_p = V_T + V_0 - V_4, \quad (3.65)$$

Рис. 3.10. График влияния «вредного» пространства на работу компрессора



где V_p — рабочий объем воздуха, заполнившего цилиндр при параметрах, равных параметрам конца всасывания; V_t — геометрический (теоретический) объем, описываемый поршнем; V_0 — объем вредного пространства.

В момент окончания нагнетания (точка 3) в компрессоре остается V_0 воздуха, сжатого до давления p_2 , который расширяется до V_4 с давлением p_1 . Если показатель политропы расширения при условии его постоянства есть n , то уравнение политропы $V_0^n p_2 = V_4^n p_1$, откуда

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_4}{V_0} \right)^n,$$

но $V_4 = V_t + V_0 - V_p$, тогда

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_t + V_0 - V_p}{V_0} \right)^n = \left(1 + \frac{V_t}{V_0} - \frac{V_p}{V_0} \right)^n. \quad (3.66)$$

Отношение объема вредного пространства к объему, описанному поршнем за один ход, называется относительным вредным пространством $m = V_0/V_t$.

Поскольку $V_p = \lambda_0 V_t$ и $V_0 = m/V_t$, подставляя их значения в уравнение (3.66), получаем

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{V_t}{m V_t} - \frac{\lambda_0 V_t}{m V_t} \right)^n = \left(1 + \frac{1}{m} - \frac{\lambda_0}{m} \right)^n.$$

Так как $\epsilon = p_2/p_1$, то последнее выражение можно переписать таким образом

$$\epsilon^{1/n} = 1 + \frac{1}{m} - \frac{\lambda_0}{m}. \quad (3.67)$$

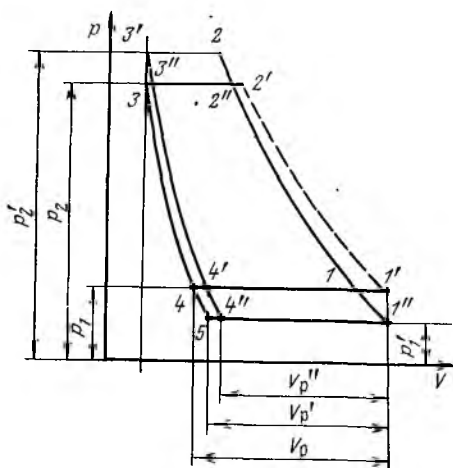


Рис. 3.11. График влияния повышения давления при нагнетании и понижения давления при всасывании на производительность компрессора

Из уравнения (3.67) определим объемный коэффициент компрессора

$$\lambda_0 = 1 - m(\epsilon^{1/n} - 1). \quad (3.68)$$

Следовательно, объемный коэффициент есть величина, определяющая степень использования рабочего объема компрессора. Величина m оказывает большое влияние на значение коэффициента λ_0 , поэтому при конструировании новых компрессоров необходимо стремиться к максимальному увеличению λ_0 , в первую очередь, за счет уменьшения объема вредного пространства, т. е. V_0 . Это достигается наиболее рациональным размещением рабочих клапанов, определением их минимального числа и т. д. В современных компрессорах значение относительного вредного пространства $m = 0,05 \div 0,10$.

Изменение параметров воздуха при всасывании. Из-за теплообмена между всасывающим воздухом и нагретыми стенками цилиндра, поршнем и клапанами компрессора температура воздуха в конце фазы всасывания будет выше температуры воздуха перед компрессором $T_1' > T_1$.

Вследствие наличия сопротивления во всасывающем клапане, трубопроводе и фильтре давление во время всасывания будет ниже атмосферного (рис. 3.11), т. е. $p_1' < p_1$.

Поэтому всасывающий клапан компрессора открывается позже и объем засасываемого воздуха уменьшается с V_p до $V_{p'}$.

Поскольку состояние воздуха в цилиндре при всасывании отличается от состояния его перед компрессором, фактическая производительность компрессора

$$V_{p. \Phi} = V_p' \frac{p_1'}{p_1} \frac{T_1}{T_1'}, \quad (3.69)$$

где p_1 , T_1 — соответственно давление и абсолютная температура воздуха перед компрессором; p_1' , T_1' — соответственно давление и абсолютная температура воздуха в цилиндре при всасывании.

Уменьшение производительности компрессора вследствие изменения состояния воздуха при всасывании учитывается коэффициентом всасывания $\lambda' = V_{p. \Phi} / V_p$.

Изменение параметров воздуха при выталкивании. В конце фазы сжатия температура воздуха выше, чем температура стенок цилиндра, поэтому в процессе нагнетания тепло воздуха отводится и температура его снижается. Снижение температуры воздуха в процессе нагнетания изменяет производительность компрессора.

Давление в конце процесса выталкивания воздуха вследствие сопротивления клапанов и нагнетательного патрубка будет выше давления в воздухохоборнике p_2 , поэтому расширение воздуха, оставшееся во вредном пространстве, начнется не от точки 3, а от точки 3', т. е. действительно засосанный объем будет не V_p' , а V_p'' . Тогда фактическая производительность компрессора, определяемая по формуле (3.69),

$$V_{p. \Phi} = V_p'' \frac{p_1'}{p_1} \frac{T_1}{T_1'}. \quad (3.70)$$

А уменьшение производительности компрессора из-за изменения параметров состояния воздуха при всасывании и нагнетании учитывается общим коэффициентом:

$$\lambda_1 = V_{p. \Phi}'' / V_p. \quad (3.71)$$

Утечки воздуха при работе компрессора. При сжатии воздуха в компрессоре происходят его потери через неплотности (сальниковые уплотнения, поршневые кольца, прокладки, клапаны и т. п.). Эти потери повышают затраты энергии в связи с тем, что компрессор сжимает большее количество воздуха, чем подает в нагнетательный трубопровод, и снижают производительность компрессора.

Потери воздуха через неплотности подразделяют на внешние (утечки) и внутренние (перетечки).

Внешние потери — это утечки в атмосферу, во всасывающую линию или в сообщающиеся с ней полости, внутренние — это перетечки через неплотности поршневых колец и пластин нагнетательных клапанов.

Утечки значительны в устройствах регулирования производительности и разгрузки, причем, главным образом, они про-

исходят через уплотняющие кольца в пневматических регуляторах, сервомеханизмах и переключателях поршневого типа.

Коэффициент герметичности определяется соотношением

$$\lambda_2 = V_{\phi} / V''_{p. \phi}, \quad (3.72)$$

где V_{ϕ} — фактический объем, пересчитанный на условия всасывания, подаваемый компрессором в сеть нагнетания; $V''_{p. \phi}$ — фактическая производительность компрессора.

Коэффициент λ_2 зависит от исправности компрессора, отношения давлений ϵ , размера зазоров и их формы.

Влажный воздух. Атмосферный воздух всегда содержит некоторое количество влаги в виде перегретого (ненасыщенного) или насыщенного водяного пара. Влажность воздуха характеризуется количеством пара в 1 м³ его, т. е. удельным содержанием пара в смеси. Эта величина носит название абсолютной влажности воздуха. Отношение абсолютной влажности воздуха к плотности сухого насыщенного пара при температуре смеси или максимально возможной влажности его при данной температуре называется относительной влажностью:

$$\varphi = \rho_p / \rho', \quad (3.73)$$

где ρ_p — плотность пара в смеси (абсолютная влажность воздуха), кг/м³; ρ' — плотность сухого насыщенного пара при температуре смеси, кг/м³.

Для влажного воздуха вплоть до момента насыщения можно считать справедливым закон Дальтона

$$p = p_v + p_p, \quad (3.74)$$

где p_v и p_p — парциальное давление соответственно сухого и водяного пара.

Используя характеристическое уравнение для водяного и сухого водяного пара при температуре смеси, получаем [10]

$$p_p \frac{1}{\rho_p} = R_p T; \quad p_p \frac{1}{\rho'} = R_p T, \quad (3.75)$$

где p_p — давление насыщенного пара при температуре смеси; R_p — газовая постоянная водяного пара.

Из уравнений (3.73) и (3.75) получим

$$\varphi = \rho_p / \rho' = p_p / p_n. \quad (3.76)$$

Газовая постоянная влажного воздуха зависит от его относительной влажности. Эта зависимость может быть определена из соотношения

$$\rho = \frac{p}{RT} = \rho_v + \rho_p = \frac{p_v}{R_v T} + \frac{p_p}{R_p T}.$$

Используя уравнения (3.74) и (3.76), получаем

$$p_v = p - p_n = p - \varphi p_n.$$

Тогда газовая постоянная влажного воздуха R может быть определена из уравнения

$$R = \frac{p}{\frac{p - \varphi p_n}{R_v} + \frac{\varphi p_n}{R_n}} = \frac{R_v}{1 - \varphi \frac{p_n}{p} \left(1 - \frac{R_v}{R_n}\right)}.$$

При газовой постоянной сухого воздуха $R_v = 287$ Дж/(кг·К) и водяного пара $R_n = 462$ Дж/(кг·К) газовая постоянная влажного воздуха

$$R = \frac{287}{1 - 0,377 \varphi \frac{p_n}{p}}.$$

Поскольку масса влажного воздуха обратно пропорциональна R , плотность его меньше плотности сухого воздуха. Поэтому производительность компрессора снижается с повышением влажности воздуха. В процессе эксплуатации компрессора необходимо учитывать выделение влаги в воздухохранилище, промежуточном холодильнике и сети при приведении производительности компрессора к нормальным атмосферным условиям.

Коэффициент производительности компрессора. Фактическая производительность компрессора определяется объемом воздуха, подаваемым в сеть в единицу времени, приведенным к давлению и температуре компрессора. Отношение фактического V_ϕ к теоретическому объему V_T , описанному поршнем компрессора за то же время, представляет собой коэффициент производительности компрессора [10]

$$\lambda = V_\phi / V_T.$$

С учетом приведенных выше рассуждений напомним формулу для определения коэффициента производительности

$$\lambda = \frac{V_p}{V_T} \frac{V'_p \cdot \phi}{V_p} \frac{V_\phi}{V_p \cdot \phi} = \lambda_0 \lambda_1 \lambda_2, \quad (3.77)$$

т. е. общий коэффициент производительности учитывает уменьшение производительности из-за изменения реальных процессов в цилиндре компрессора по сравнению с теоретическими.

Объемный коэффициент λ_0 , зависящий от вредного пространства и степени повышения давления, находится в пределах 0,85—0,95, коэффициенты λ_1 и λ_2 при исправном компрессоре в пределах соответственно 0,92—0,95 и 0,92—0,95. Общий коэффициент производительности компрессора $\lambda = 0,72 \div 0,85$.

Индикаторная работа и к. п. д. компрессора. Фактическая работа, затрачиваемая поршнем за один цикл, вычисляется по площади индикаторной диаграммы, которую находят индцированием рабочей полости цилиндра либо расчетным путем. Фактическая индикаторная работа компрессора отличается от теоретической, определяемой по формулам (3.59) и (3.64). Это различие объясняется потерями энергии при движении воздуха через клапаны, утечками воздуха через неплотности и переменными показателями процессов сжатия и расширения и отличием последних от принятых при расчете теоретической работы по формулам (3.59) и (3.63).

Различие теоретической и фактической индикаторных работ определяется индикаторным коэффициентом полезного действия

$$\eta_i = L_T/L_i, \quad (3.78)$$

где L_T и L_i — соответственно теоретическая (расчетная) и фактическая индикаторная работа компрессора.

Адиабатный или изотермический индикаторный к. п. д. определяется на основе теоретической работы компрессора за цикл с адиабатным процессом сжатия и расширения воздуха $L_{ад}$ или с изотермическим процессом $L_{из}$.

$$\eta_{i ад} = L_{ад}/L_i; \quad \eta_{i из} = L_{из}/L_i. \quad (3.79)$$

Теоретическая работа устанавливается по фактической производительности компрессора для степени повышения давления, определяемого отношением средних давлений в нагнетательном и всасывающем трубопроводах.

3.3.4. Многоступенчатое сжатие в поршневом компрессоре

В ряде случаев возникает необходимость получить в компрессоре давление сжатого воздуха p_2 при сравнительно небольшом значении p_1 , т. е. создать компрессор с высокой степенью повышения давления $\epsilon = p_2/p_1$. Если величина ϵ достаточно велика, то даже при совершенном охлаждении стенок цилиндра температура воздуха T_2 в конце процесса сжатия получается недопустимо высокой.

Предельная степень повышения давления в одноступенчатом компрессоре обуславливается влиянием вредного пространства и допустимой температурой вспышки масла в конце процесса сжатия.

Температурный предел сжатия определяется температурой вспышки смазочного масла. Для компрессоров применяются компрессорные масла с температурой вспышки в пределах 439—513 К. Из предосторожности следует принимать степень сжатия такой, чтобы температура нагнетания воздуха T_n и

вспышки масла $T_{всп}$ находились в соотношении $T_H = (0,7 \div 0,8) T_{всп}$.

Пользуясь уравнением, определяем предельную степень повышения давления воздуха в одной ступени компрессора

$$\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Приняв $T_1 = 300$ К и $T_2 = 453$ К, получим $\varepsilon = 4,22$.

Чрезмерное увеличение степени повышения давления ε может привести к значительному уменьшению коэффициента производительности компрессора. Предельный случай, когда компрессор перестанет перемещать воздух, будет при $\lambda_0 = 0$. При этом степень повышения давления компрессора ε будет определяться по формуле (3.68)

$$\varepsilon = \left(-\frac{1}{m} + 1 \right)^n.$$

Так, при $m = 0,1$ и показателе политропы расширения $n = 1,2$ критическое значение $\varepsilon \approx 17$.

Таким образом, при $\varepsilon = 17$ компрессор будет работать вхолостую, так как воздух, содержащийся во вредном пространстве, при расширении будет заполнять весь объем цилиндра и не будет происходить всасывания, а следовательно, и нагнетания.

Отсюда видим, что исходя из условий допустимой температуры, следует принимать $\varepsilon < 4,22$.

Для того, чтобы преодолеть эту трудность, используют многоступенчатые компрессоры, в которых воздух сжимается последовательно в нескольких охлаждаемых цилиндрах. Воздух, выходящий из одного цилиндра, охлаждается в специальном теплообменнике (холодильнике) и только после этого поступает в следующий цилиндр. Теплообменник обеспечивает

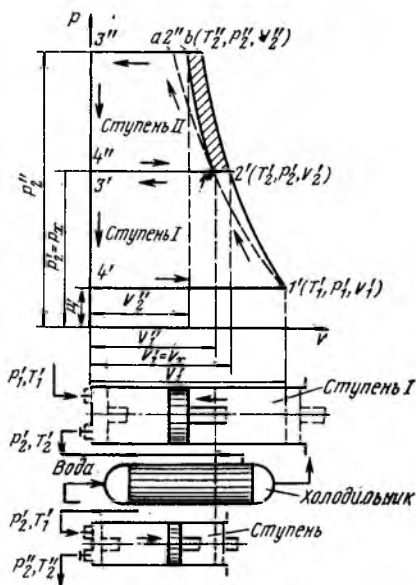


Рис. 3.12. Диаграмма рабочего цикла двухступенчатого идеального поршневого компрессора

несравненно более эффективный отвод тепла, чем водяная рубашка цилиндра компрессора. Эти теплообменники — холодильники позволяют снизить температуру воздуха после ступени компрессора практически до температуры T'_1 на входе в компрессор.

Диаграмма рабочего цикла идеального двухступенчатого компрессора представлена на рис. 3.12.

Процесс сжатия в ступени *I* компрессора представлен политропой $1'—2'$, при этом параметры воздуха с p_1' , T_1' изменяются до p_2' и T_2' , а объем V_1' уменьшается до V_2' . Воздух из ступени *I* в ступень *II* вытесняется при постоянном давлении p_2' и температуре T_2' (линия $2'—3'$). Линия расширения $3'—4'$ характеризует процесс снижения давления воздуха в цилиндре ступени *I* от давления $p_2'=p_x$ до давления всасывания p_1' . Этот процесс протекает при отключенной полости ступени *I* от полости ступени *II*.

Следовательно, в промежуточный холодильник поступает воздух объемом V_2' с параметрами p_2' и T_2' , откуда охлажденный до начальной температуры T_1' он поступает в цилиндр ступени *II*. При этом в процессе охлаждения уменьшается объем воздуха (линия всасывания $4''—1''$ в цилиндре ступени *II*) до V_1'' .

Процесс сжатия воздуха в ступени *II* начинается в точке $1''$, политропа процесса изображена линией $1''—2''$. При этом параметры воздуха изменяются от p_2' и T_2' до p_2'' и T_2'' . Линия нагнетания $2''—3''$ ступени *II* свидетельствует о том, что давление в период нагнетания не изменяется. При этом температура T_2'' также остается постоянной. Линия $3''—4''$ характеризует процесс снижения давления в ступени *II* от p_2'' до p_2' при отключении полости цилиндра ступени *II* от приемного и напорного трубопроводов.

На диаграмме цикла двухступенчатого поршневого компрессора в координатах $T—s$ политропа $1'—2'$ означает процесс сжатия в ступени *I*, изобара $2'—1'$ характеризует охлаждение воздуха в промежуточном холодильнике, а политропа $1''—2''$ — процесс сжатия в ступени *II*.

Процессом охлаждения воздуха в промежуточном холодильнике достигается возвращение начала процесса сжатия воздуха в ступени *II* на изотерму (линия $1'—a$), в связи с чем процесс сжатия воздуха в ней протекает не по исходной политропе $1'—b$, а по политропе $1'—2''$, занимающей положение в области, ограниченной изотермой $1'—a$ и политропой $1'—b$.

Таким образом, процесс сжатия воздуха в двухступенчатом компрессоре состоит из двух самостоятельных циклов, протекающих в цилиндрах ступеней *I* и *II*, работа которых соответственно

$$L_1 = \int 1'—2'—3'—4'; \quad L_2 = \int 1''—2''—3''—4''.$$

Суммарная работа, затрачиваемая в компрессоре,

$$L = L_1 + L_2 = f1' - 1'' - 2'' - 3'' - 4'.$$

Если бы процесс сжатия данного количества воздуха осуществлялся в одноступенчатом компрессоре, то затраченная при этом работа

$$L_0 = f1' - b - 3'' - 4',$$

что привело бы к увеличению затрачиваемой работы по сравнению с работой двухступенчатого компрессора на величину

$$\Delta L = L_0 - L = f2' - b - 2'' - 1''.$$

Из индикаторной диаграммы видно, что использование многоступенчатого компрессора вместо одноступенчатого для одной и той же величины p_2/p_1 обеспечивает помимо меньшей температуры сжатого воздуха существенный выигрыш в величине работы ΔL , которая соответствует площади $2' - b - 2'' - 1'' - 2'$.

При рассмотрении принципа работы многоступенчатого компрессора возникает задача, каким образом распределить между отдельными ступенями компрессора перепад давления p_2/p_1 . При решении этой задачи исходят из следующего условия: распределение перепада давлений между ступенями, должно быть таким, чтобы суммарная техническая работа цикла всего компрессора была минимальной.

Работа в двухступенчатом теоретическом цикле равна сумме работ в циклах ступеней I и II. При начальном давлении всасывания p_1' , конечном давлении нагнетания p_2'' и промежуточном p_x для идеального воздуха и сжатия по адиабате суммарная работа согласно уравнению (3.60)

$$[L_{00} = p_1' V_1' \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_x}{p_1'} \right)^{k-1/k} - 1 \right] + p_x V_x \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2''}{p_x} \right)^{k-1/k} - 1 \right]]. \quad (3.80)$$

В результате охлаждения, после ступени I до первоначальной температуры, параметры воздуха будут соответствовать изотермическому процессу, поэтому

$$p_1' V_1' = p_x V_x.$$

Взяв первую производную от L_{00} по p_x , найдем значение p_x , при котором L_{00} будет минимальной, тогда

$$\frac{dL_{00}}{dp_x} = p_1' V_1' \frac{k}{k-1} \frac{d}{dp_x} \left[\left(\frac{p_x}{p_1'} \right)^{k-1/k} + \left(\frac{p_2''}{p_x} \right)^{k-1/k} - 2 \right] = 0$$

или

$$\frac{k-1}{k} (p_1')^{k-1/k} p_x^{-1/k} - \frac{k-1}{k} (p_2'')^{k-1/k} p_x^{-2k-1/k} = 0,$$

откуда

$$p_x^{2k-1/k} = (p_1')^{k-1/k} (p_2'')^{k-1/k}$$

и окончательно $p_x^2 = p_1' p_2''$.

Из последнего выражения находим

$$p_x/p_1' = p_2''/p_x,$$

следовательно, работа в двухступенчатом цикле минимальна при равенстве отношений давлений по ступеням.

Перемножив обе части последнего равенства, получим

$$\frac{p_x}{p_1'} \frac{p_2''}{p_x} = \frac{p_2''}{p_1'},$$

откуда

$$\frac{p_x}{p_1'} = \frac{p_2''}{p_x} = \sqrt{\frac{p_2''}{p_1'}}$$

или

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt{\varepsilon_{\text{общ}}},$$

т. е. для достижения минимума работы отношение давлений в каждой ступени двухступенчатого компрессора должно быть равно квадратному корню из общего отношения давлений.

Принимая законы сжатия одинаковыми и пользуясь выражениями, получаем

$$L_{\text{общ}} = 2L_1 = 2 \frac{k}{k-1} p_1' V_1' (\varepsilon_{\text{общ}}^{k-1/2k} - 1).$$

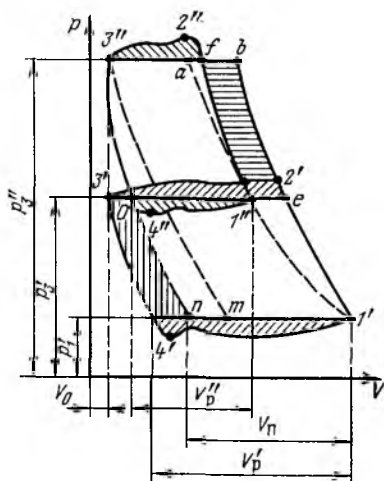
Температура в конце процесса сжатия в ступени I

$$T_2 = T_1' \left(\frac{p_x}{p_1'} \right)^{k-1/k} = T_1 \varepsilon_1^{k-1/k} = T_1 \varepsilon_{\text{общ}}^{k-1/2k}.$$

Диаграмма цикла действительного рабочего процесса двухступенчатого компрессора (рис. 3.13) в этом случае состоит из двух самостоятельных диаграмм для соответствующих ступеней. На диаграмме нанесены изотермы сжатия $1'-a$ и расширения $3''-m$, а также политропы сжатия $1'-b$ и расширения $3''-n$ для осуществления подобного процесса сжатия в одной ступени. Площадь $1''-e-b-f-1''$ характеризует уменьшение затрачиваемой энергии на работу сжатия. С увеличением числа ступеней экономичность работы за счет многоступенчатого сжатия повышается, так как отклонение политропы $1'-b$ от изотермы $1'-a$ все более возрастает [1].

Многоступенчатость компрессора приводит к увеличению затрачиваемой работы на величину, равную площади $3'-4''-n-0-3'$.

Рис. 3.13. Диаграмма действительного рабочего процесса двухступенчатого компрессора



Такое увеличение работы связано с повышением подачи многоступенчатого компрессора по сравнению с одноступенчатым.

Объем воздуха, поступающего в цилиндр ступени I, равен V'_p . Расширение V_0 воздуха, содержащегося во вредном пространстве, приводит к изменению давления воздуха от p''_3 по политропе $3''-n$ и снижению рабочего объема всасывания до V_n , т. е.

уменьшение объема за счет вредного пространства составляет $\Delta V = V'_p - V_n$, что может вызвать снижение производительности компрессора на $\Delta V_k = \Delta V_n$, где n — частота вращения коленчатого вала компрессора.

Работа двухступенчатого компрессора, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений в клапанах и рабочей полости, больше, чем в одноступенчатом компрессоре, на величину, равную сумме площадей:

$$\Delta L_{r \text{ доп}} = f3' - 2' - e - 3' + f0 - 4'' - 1'' - 0.$$

Это приводит к уменьшению экономического эффекта многоступенчатого сжатия, причем с увеличением числа ступеней экономия будет снижаться, так как повышается относительная затрата работы на преодоление гидравлических сопротивлений.

3.3.5. Основные параметры работы компрессора

Основные параметры работы поршневого компрессора — объемная производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$), мощность (кВт) на его валу и к. п. д. Зависимости этих величин от степени повышения давления называются характеристиками компрессора.

Объемная производительность компрессора на основании формулы (3.77)

$$V_\phi = \lambda V_\tau = V_n \lambda n.$$

Объем, описанный поршнем цилиндра низкого давления за один ход, определяется размерами цилиндра и числом рабочих

полостей ступеней. Для рудничных компрессоров двойного действия производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$) компрессора

$$V_{\phi} = i \frac{\pi D_1^2}{4} s \left(1 - \frac{R d_{\text{ш}}^2}{i D_1^2} \right) \lambda n = i \frac{\pi D_1^2}{4} s \xi \lambda n, \quad (3.81)$$

где i — число рабочих полостей первой ступени; D_1 и $d_{\text{ш}}$ — соответственно диаметр цилиндра первой ступени и штока; s — ход поршня, м; R — число рабочих полостей первой ступени, в которых имеется шток; λ — коэффициент производительности компрессора; n — частота вращения вала компрессора, мин^{-1} ; $\xi = (1 - R d_{\text{ш}}^2 / i D_1^2)$ — коэффициент, учитывающий уменьшение рабочего объема полости при наличии штока.

Иногда бывает необходимо определить производительность компрессора $V_{\text{н}}$ ($\text{м}^3/\text{мин}$), приведенную к нормальным атмосферным условиям: давление $p_{\text{н}} = 101,5$ кПа и абсолютная температура воздуха $T_{\text{н}} = 293$ К.

Тогда на основании уравнения (3.1) можно написать

$$p_{\text{н}} V_{\text{н}} = G R T_{\text{н}};$$

$$p_{\text{вс}} V_{\phi} = G R T_{\text{вс}},$$

откуда объемная производительность компрессора, приведенная к нормальным атмосферным условиям,

$$V_{\text{н}} = V_{\phi} \frac{T_{\text{н}}}{T_{\text{вс}}} \frac{p_{\text{вс}}}{p_{\text{н}}}. \quad (3.82)$$

Массовой производительностью называется количество массы воздуха, подаваемой компрессором в нагнетательный трубопровод в единицу времени. Если плотность воздуха на всасывании $\rho_{\text{вс}}$, то массовая производительность ($\text{кг}/\text{мин}$)

$$G = \rho_{\text{вс}} V_{\phi}. \quad (3.83)$$

При проектировании компрессоров мощность, затрачиваемая поршнем компрессора (индикаторная мощность), находится по теоретической индикаторной работе и соответствующим индикаторным к. п. д., т. е.

$$N_i = \frac{V_{\phi} l_{\text{ад}}}{\eta_i \text{ ад}}; \quad N_i = \frac{V_{\phi} l_{\text{из}}}{\eta_i \text{ из}}. \quad (3.84)$$

Удельная индикаторная работа при адиабатном сжатии для двухступенчатого компрессора согласно формуле (3.80) [10]

$$l_{\text{ад}} = \frac{L_{\text{ад1}} + L_{\text{ад2}}}{V_{\phi}} = \frac{p_1 V_1}{V_{\phi}} \frac{k}{k-1} (e_1^{k-1/k} - 1) + \frac{k}{k-1} \times \\ \times \frac{p_x V_x}{V_{\phi}} (e_2^{k-1/k} - 1).$$

Фактическая производительность компрессора при условиях всасывания цилиндра высокого давления согласно уравнению (3.82)

$$V_x = V_\phi \frac{p_1 T_x}{p_x T_1}.$$

Удельная индикаторная работа при адиабатном сжатии

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 \left[(\epsilon_1^{k-1/k} - 1) + \frac{T_x}{T_1} (\epsilon_2^{k-1/k} - 1) \right]. \quad (3.85)$$

Удельная индикаторная работа при изотермическом сжатии

$$l_{из} = p_1 \ln \epsilon.$$

Потребляемая компрессором мощность (на валу) предусматривает мощность, затрачиваемую на преодоление трения, вследствие этого $N_b = N_i + \Delta N_{тр}$, где $\Delta N_{тр}$ — мощность, затрачиваемая как на трение, так и на привод насосов смазочных систем компрессора (приводы лубрикатора и насоса для смазки механизма движения в компрессорах с принудительной системой смазки). В результате этого механический к. п. д., определяющий механические затраты мощности,

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_b} = \frac{N_b - \Delta N_{тр}}{N_b} = 1 - \frac{\Delta N_{тр}}{N_b} \leq 1.$$

Значение η_m для поршневых компрессоров находится в пределах 0,8—0,95, что свидетельствует о значительных затратах мощности на механическое трение и привод вспомогательных механизмов.

Произведение механического и индикаторного к. п. д. компрессора представляет собой полный к. п. д. машины:

при адиабатном сжатии

$$\eta_{ад} = \eta_m \eta_{i ад};$$

при изотермическом сжатии

$$\eta_{из} = \eta_m \eta_{i из}.$$

Мощность, потребляемая двигателем компрессора из сети,

$$N_c = \frac{N_b}{\eta_n \eta_d},$$

где η_n и η_d — к. п. д. соответственно передачи и двигателя.

Важный показатель экономичности работы компрессора при его эксплуатации — это удельный расход электроэнергии (кВт·ч/м³), определяемый отношением расхода электроэнергии за определенное время к объему сжатого воздуха, выработан-

ного установкой за то же время и приведенного к нормальным атмосферным условиям:

$$\omega = \frac{N_c \tau}{V_{\phi} \tau 3600} = \frac{N_c}{3600 V_{\phi}}.$$

3.3.6. Регулирование производительности поршневых компрессоров

В практике работы рудников часто возникает необходимость увеличения или уменьшения количества воздуха, подаваемого компрессорной станцией. Несоответствие между подачей воздуха в рудничную сеть и его потреблением выражается в изменении давления нагнетания, которое понижается или повышается. В этом случае конечная цель регулирования компрессорной установки — обеспечение постоянства заданного давления в воздухохоборнике.

Существуют различные способы регулирования давления, поэтому при выборе той или иной схемы необходимо исходить из наиболее экономичной, возможной для данных условий и оборудования. Во всяком случае, замена ручного регулирования автоматически приводит к повышению точности регулирования.

При эксплуатации групповых компрессорных установок общая производительность регулируется пуском или остановкой одного или нескольких компрессоров. Однако при работе одиночного компрессора остановка его приводит к резким изменениям давления в сети.

Наилучший способ регулирования — изменением частоты вращения вала компрессора и там, где это возможно, установкой двигателей — синхронных и с тиристорными преобразователями или внутреннего сгорания.

Однако приводом большинства компрессоров, используемых на рудниках, служат асинхронные двигатели с нерегулируемой частотой вращения вала. Рассмотрим основные уравнения регулирования производительности компрессора.

При небольшом изменении давления температуру в ресивере можно считать постоянной и написать уравнение состояния:

$$V_p dp = RT dG, \quad (3.86)$$

где V_p — объем ресивера, м^3 ; dG — элементарное увеличение массы воздуха в ресивере за время $d\tau$, с.

Если G_d (кг/с) — масса воздуха, подаваемая компрессором, а G_s (кг/с) — масса потребляемого воздуха, то справедливо $dG = (G_d - G_s) d\tau$.

Подставив в уравнение (3.86), получим

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{RT}{V_p} (G_d - G_s).$$

Это уравнение — основное, характеризующее регулирование.

Задача регулирования — создание такого соответствия между количеством воздуха G_d , подаваемого компрессором, и количеством отбираемого воздуха G_s , чтобы давление нагнетания оставалось постоянным, т. е.

$$G_d = G_s \rightarrow \frac{dp}{dt} = 0.$$

Производительность компрессора определяется по формуле (3.81)

$$V = i \frac{\pi D_1^2}{4} s \xi \lambda n,$$

следовательно, производительность поршневого компрессора может регулироваться изменением любой величины, входящей в эту формулу.

Регулирование производительности изменением частоты вращения вала компрессора. Самый простой способ регулирования производительности компрессора — изменением частоты вращения — можно осуществлять в очень широких пределах при регулируемом приводе или от электродвигателя постоянного тока. Однако эти двигатели в качестве привода применяются очень редко. В довольно широких пределах можно изменять частоту вращения при приводе от двигателя внутреннего сгорания.

Изменение частоты вращения карбюраторных двигателей внутреннего сгорания, применяемых для привода компрессоров, достигают изменением положения дроссельной заслонки во всасывающем патрубке двигателя.

Частота вращения дизелей меняется в результате изменения количества подаваемого топлива из-за воздействия регулятора давления на топливный насос. Если давление в ресивере 3 (рис. 3.14) превысит заданное, то клапан регулятора 7 подни-

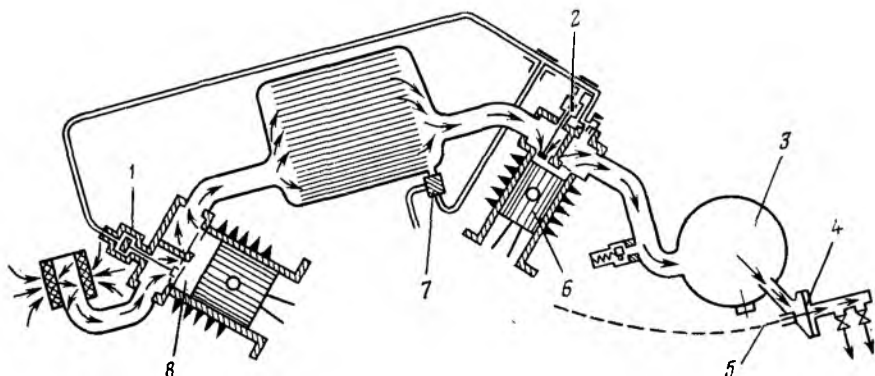


Рис. 3.14. Комбинированное регулирование производительности компрессора изменением частоты вращения и отжимом пластин всасывающих клапанов

Мется и сжатый воздух из ресивера 3 пойдет в трубку отжимающих устройств 1, 2 всасывающих и нагнетательных клапанов и одновременно в цилиндры 8 и 6, в котором отождмет поршень и шток, упирающийся своим концом в палец. Последний соединен с вилкой топливного насоса, которым регулируется подача топлива. При падении давления в ресивере клапан садится на седло и сжатый воздух выходит из отжимающего устройства всасывающих клапанов и из цилиндра, а пружины устанавливают топливный насос на полный ход.

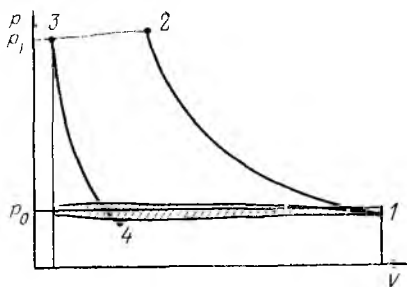
В пределах от максимального (1400 мин^{-1}) до минимального (800 мин^{-1}) значения частоты вращения количество подаваемого компрессором воздуха регулируют плавным изменением частоты вращения. Датчик регулятора частоты вращения представляет собой тягу 5 с диском 4, на который действует динамическое давление воздуха, отбираемого из ресивера.

Регулирование производительности компрессора при постоянной частоте вращения. Если изменение частоты вращения вала компрессора невозможно или невыгодно, то производительность регулируют: автоматическим выключением и пуском двигателя компрессора; отжимом всасывающих клапанов; перекрытием всасывания; перепуском воздуха с нагнетания на всасывание (байпас); изменением объема вредного пространства.

Регулирование выключением и пуском двигателя компрессора. Этот способ регулирования выгоден в тех случаях, когда при электрическом приводе потребление сжатого воздуха изменяется так, что за периодом работы при большом расходе наступает период с малым расходом или расход сжатого воздуха падает до нуля. При такой системе регулирования необходим ресивер большого объема, из которого воздух расходуется в период его максимального потребления. При понижении потребления компрессор нагнетает в ресивер воздух, пока давление не поднимается до значения, при котором регулятор давления, соединенный с ресивером, воздействует на систему автоматики, которая включает электродвигатель, разгружает компрессор и закрывает воду. При последующем пуске компрессор включается разгруженным. При отборе воздуха из ресивера и падении в нем давления до установленного значения регулятор автоматически включает электродвигатель, открывает подачу воды и после разгона компрессора выключает устройство, разгружающее машину при пуске.

Регулирование производительности отжимом пластин всасывающих клапанов. При повышении установленного давления в ресивере регулятор давления перепускает сжатый воздух к устройству, которое под действием давления отжимает клапанные пластины всасывающих клапанов и удерживает последние открытыми до тех пор, пока давление в ресивере не упадет. При этом во время нагнетания воз-

Рис. 3.15. Индикаторная диаграмма компрессора с регулированием производительности отжимом всасывающих клапанов



дух через открытые всасывающие клапаны поступает обратно во всасывающий трубопровод и производительность компрессора снижается до нуля.

Вследствие сопротивлений в клапанах и трубопроводах возникают потери (рис. 3.15): заштрихованная площадь представляет собой потери работы на преодоление сопротивления во всасывающих клапанах при регулировании. Для сравнения представлена также индикаторная диаграмма 1—2—3—4 при нормальной работе компрессора.

Регулирование перекрытием всасывания. При нормальной работе компрессора сжатие воздуха осуществляется по индикаторной диаграмме 1—2—3—4. Обычно при этой системе при повышении давления в ресивере сверх заданного регулятор давления, подобный описанному выше, подает сжатый воздух на поршень, перекрывающий всасывающий трубопровод, в результате чего уменьшается подача воздуха компрессором и сжатие осуществляется по диаграмме 1'—2'—3—4' (рис. 3.16).

Сущность регулирования сводится к перекрытию линии всасывания, при этом давление всасывания снижается с p_1 до $p_{1\text{ пер}}$, что приводит к уменьшению количества поступающего в компрессор воздуха с V_1 до $V_{1\text{ пер}}$ и соответственно к уменьшению подачи воздуха с V_2 до $V_{2\text{ пер}}$. При дросселировании на всасывающей линии снижается давление в промежуточных ступенях, так как отношение давлений при этом сохраняется постоянным. Для последней ступени давление нагнетания продолжает оставаться равным давлению в сети, что приводит к увеличению отношения давлений и росту температуры нагнетания, что не всегда допустимо (особенно для воздушных компрессоров).

Регулирование перепуском воздуха с нагнетания на всасывание. Нагнетательный трубопровод снабжен обратным клапаном, перепускной — вентилем, который у воздушных компрессоров соединяет нагнетательный трубопровод с атмосферой. У двухступенчатых компрессоров со всасыванием соединяют нагнетательные трубопроводы обеих ступеней. Байпасные трубопроводы имеют самостоятельные пере-

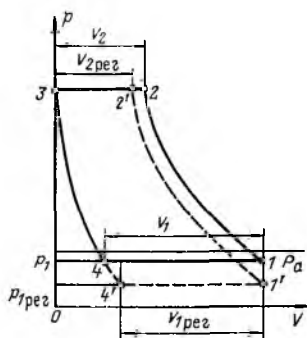


Рис. 3.16. Диаграмма цикла поршневого компрессора при регулировании с помощью дросселирования на всасывающей линии

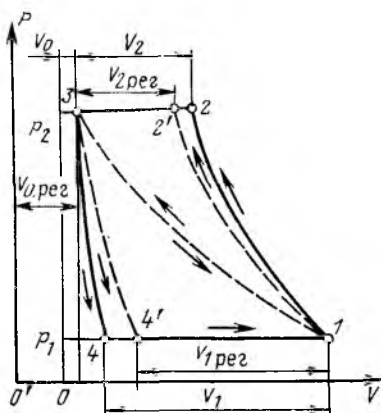
пусковые ventили, на которые воздействует общий регулятор давлений. Энергетические потери при этом способе регулирования возникают только в клапанах и трубопроводах. В период регулирования энергия сжатого воздуха не используется, и, кроме того, при таком способе подача воздуха в нагнетательный трубопровод полностью прекращается.

Для разгрузки компрессора при пуске в случае, если ресивер находится под давлением, необходимо иметь ручное управление регулятором давления, чтобы можно было открыть перепускной ventиль.

Регулирование изменением объема вредного пространства. Сжатие воздуха при нормальной работе компрессора осуществляется по индикаторной диаграмме 1—2—3—4. При присоединении дополнительных полостей вредного пространства, которые от цилиндра можно отделить запорным ventилем, объемный коэффициент компрессора уменьшается и сжатие осуществляется по диаграмме 1'—2'—3'—4'. Воздух, расширяющийся во вредном пространстве, заполнит значительную часть цилиндра и всасывающий клапан откроется позднее в точке 4'. В этом случае объем вредного пространства V_0 увеличивается до $V_{0\text{рег}}$, что приводит к снижению количества воздуха, поступающего в цилиндр ступени I, с V_1 до $V_{1\text{рег}}$ и к уменьшению объема воздуха, подаваемого в напорную линию, с V_2 до $V_{2\text{рег}}$ (рис. 3.17). При определенном объеме вредного пространства создается такое условие, при котором объем расширяющегося в нем воздуха займет все пространство цилиндра. В этом случае не будет никакой подачи, а процессы сжатия и расширения будут характеризоваться общей кривой 1—3.

Дополнительный объем вредного производства может быть неизменным целым или разделенным на несколько частей, из которых каждая имеет свой запорный ventиль. При этом можно количество воздуха, подаваемого компрессором, регулировать

Рис. 3.17. Диаграмма цикла поршневого компрессора при изменении объема вредного пространства



ступенчато или плавно движением поршня в цилиндре дополнительного объема вредного пространства.

Качество каждого способа регулирования характеризуется экономичностью, безопасностью и простотой его осуществления.

Экономичность регулирования полным отжимом всасывающего клапана и подключением дополнительных объемов вредного пространства также достаточно высока, но недостатком этих способов является ступенчатый характер регулирования.

Критерием безопасности регулирования служит значение максимальной температуры сжатого воздуха в компрессоре. С этой точки зрения наиболее неблагоприятен способ регулирования дросселированием на линии всасывания, который, однако, самый простой из рассмотренных способов. Способ полного отжима всасывающих клапанов, использующийся также для разгрузки компрессора при пуске, занимает второе место по простоте осуществления; наиболее часто он применяется в компрессорах отечественного производства. Применение ступенчатого регулирования подключением дополнительных объемов вредного пространства приводит к усложнению конструкции компрессора, но несмотря на это, такой способ применяется в компрессорах и считается наиболее перспективным.

3.3.7. Классификация и типы поршневых компрессоров

Компрессорами называют машины, предназначенные для сжатия и перемещения воздуха и газа. Сжатый воздух широко применяется в горной промышленности для добычи полезного ископаемого, что обуславливается в ряде случаев требованиями безопасности работ на шахтах, опасных по внезапным выбросам угля и газа.

Такому широкому использованию воздуха как энергоносителя способствовали его особые свойства: упругость, прозрачность, безвредность, огнебезопасность, неспособность к конденсации, быстрая передача давления и неограниченный запас воздуха в природе. Недостатки использования сжатого воздуха: высокая стоимость производства и значительные потери при транспортировании к местам потребления (утечки через неплотности трубопроводов, предохранительной арматуры и пневмомеханизмов).

Сжатый воздух применяется для привода в движение различных машин и механизмов в горном и разведочном деле, во взрывоопасных шахтах — для привода в движение грузоподъемных средств, а также для работы приборов и средств автоматизации производственных процессов. Примером использования сжатого воздуха как энергоносителя является использование его в эжекторах для перемещения различных жидкостей, а также для создания разрежения в технологических аппаратах. Компрессоры, предназначенные для этой цели, должны поддерживать давление в воздухораспределительной сети на определенном заданном уровне.

Принципиальные схемы устройства и некоторые признаки позволяют классифицировать компрессоры таким образом [1].

По развиваемому давлению — воздуходувки — машины, сжимающие воздух до избыточного давления $p=0,2$ МПа, и компрессоры — машины, сжимающие воздух до избыточного давления $p>0,2$ МПа. В свою очередь компрессоры подразделяют на три группы в зависимости от давления нагнетания: низкого ($p=0,2\div 1,0$ МПа); среднего ($p=1,0\div 10,0$ МПа) и высокого ($p=10\div 30$ МПа).

По развиваемой производительности — малые компрессоры производительностью до $0,015$ м³/с; средние — производительностью от $0,015$ до $1,5$ м³/с и крупные — производительностью свыше $1,5$ м³/с. Следует отметить, что поршневые компрессоры, как правило, относятся к разряду только мелких и средних компрессорных машин.

По способу установки — стационарные и передвижные компрессоры. На предприятиях горнорудной промышленности используют в основном стационарные компрессоры, установленные на фундаментных основаниях, а в геологоразведочных организациях — передвижные.

По расположению рабочих органов (штоки, поршни, валы рабочих колес и др.) — горизонтальные и наклонные компрессоры.

По принципу действия — с цилиндрами простого (см. рис. 3.6) и двойного (рис. 3.18, а) действия, а также с дифференциальным цилиндром. Последний используется только в многоступенчатых компрессорах.

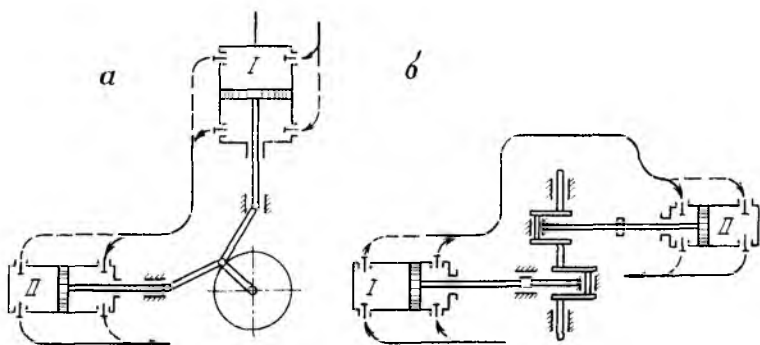


Рис. 3.18. Схемы поршневых компрессоров:

— движение воздуха при прямом ходе поршня; - - - - - движение воздуха при обратном ходе поршня

По числу ступеней — одно- (см. рис. 3.6), двух- (рис. 3.18, а), трехступенчатые и более. В современных компрессорах число ступеней не превышает обычно семь.

По числу цилиндров — одно-, двух- (рис. 3.18, а, б), трехцилиндровые и более.

По числу рядов, в которых располагаются цилиндры, — одно-, двух- и многорядные.

По ориентации цилиндров в полости — угловые (см. рис. 3.18, а) и компрессоры, включающие V-образное расположение цилиндров.

По направлению движения поршней (см. рис. 3.18, б) — со встречным (оппозитным) движением.

Кроме того, известны компрессоры с водяным и воздушным охлаждением. Водяное охлаждение применяется в основном на компрессорах большой производительности.

Рудничные компрессорные станции оборудованы воздушными поршневыми компрессорами различных конструкций. Наряду с современными двухступенчатыми угловыми компрессорами типа ВП производительностью до 50 м³/мин и горизонтальными компрессорами на оппозитных базах 2ВМ10 и 4ВМ10 производительностью также 63 и 120 м³/мин в эксплуатации находятся машины старого выпуска — вертикальные двухступенчатые компрессоры простого и двойного действия, горизонтальные компрессоры 1ВГ, 2ВГ и 55В производительностью соответственно 60 и 100 м³/мин и др.

Цилиндры высокого давления у современных угловых крейковских компрессоров типа ВП производительностью 10—50 м³/мин расположены под прямым углом по отношению к цилиндрам низкого давления. Такая конструкция компрессоров позволила повысить частоту вращения приводного электродви-

гателя, достичь уравниваемости инерционных масс. Угловые компрессоры по сравнению с горизонтальными более экономичны и надежны в работе, занимают меньшую площадь.

Поршневые воздушные компрессоры общего назначения имеют следующие конструкционные узлы: фундаментную раму, закрепленную на фундаменте и являющуюся основанием для размещения коленчатого вала, который укладывается на коренные подшипники; цилиндры с поршнями; шатуны и крейцкопфы; промежуточный холодильник. Штоки поршней в крышке цилиндров уплотняют сальниками. Каждый поршневой компрессор оборудован системой смазки механизма движения (вкладышей, шатунов и крейцкопфов) и цилиндров. Воздухораспределение осуществляется клапанами, устанавливаемыми на цилиндрах. Для изменения производительности компрессоры оборудуют регуляторами производительности (давления).

Технические характеристики воздушных стационарных поршневых компрессоров, применяемых на шахтах и рудниках, приведены ниже.

Компрессор	2ВП-10/9	ВП-20/9	ВП205-30/9
Объемная производительность, м ³ /мин	10	20	30
Конечное избыточное давление, МПа	0,8	0,8	0,8
Число ступеней сжатия	2	2	2
Ход поршня, м	125	210	220
Диаметр цилиндров, мм:			
ступени I	305	400	470
ступени II	190	230	295
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	2,7	6	8,4
Мощность электродвигателя, кВт	75	125	175

Продолжение

Компрессор	ВП-50/9	2ВМ10-63/9	4ВМ10-120/9
Объемная производительность, м ³ /мин	50	63	120
Конечное избыточное давление, МПа	0,8	0,8	0,8
Число ступеней сжатия	2	2	2
Ход поршня, м	300	220	220
Диаметр цилиндров, мм:			
ступени I	600	620	620
ступени II	350	370	370
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	10	10	19
Мощность электродвигателя, кВт	300	320	630

Продольный разрез углового воздушного компрессора общего назначения 205ВП-30/9 производительностью 30 м³/мин и давлением нагнетания 0,8 МПа приведен на рис. 3.19. Буквы в шифре компрессора обозначают: В — воздушный, П — угловой (прямоугольный), 20 — вторая модернизация (10 — первая), 5 — сила, действующая на поршень, 30 — производительность (м³/мин), 9 — давление нагнетания (0,9 МПа).

Компрессор двойного действия, двухступенчатый. После сжатия в ступени I воздух поступает в промежуточный холодильник

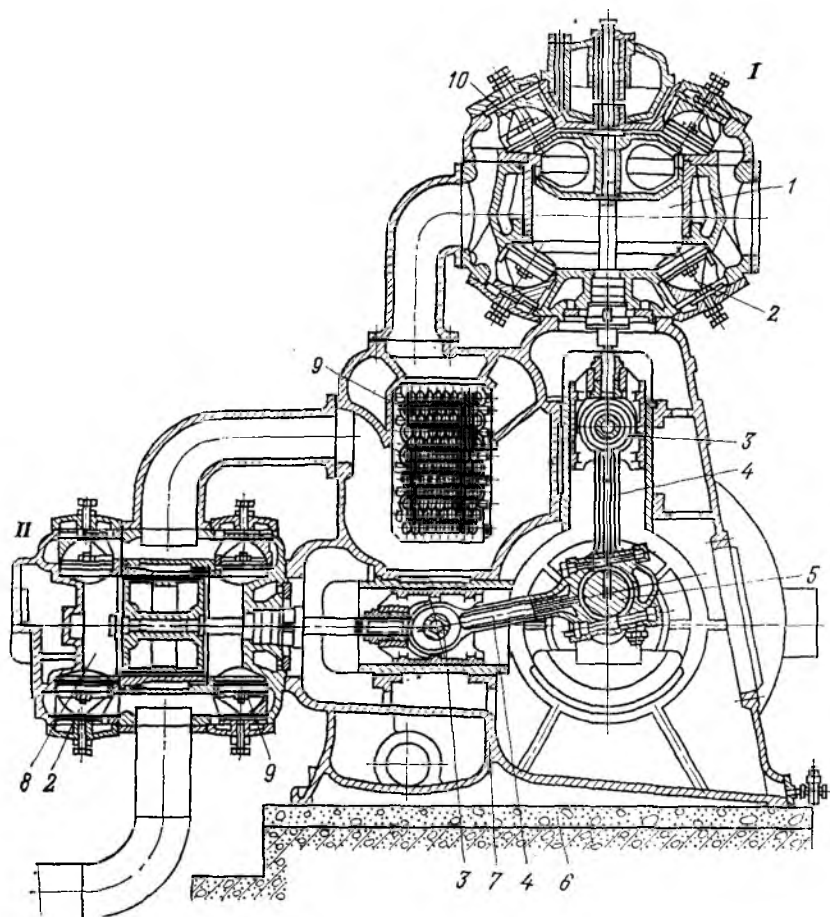


Рис. 3.19. Угловой поршневой компрессор 205ВР-30/8 (продольный разрез):
 1 и 8 — соответственно цилиндр низкого и высокого давления; 2 — всасывающие клапаны; 3 — крейцкопфы; 4 — шатуны; 5 — коренной вал; 6 — фундамент; 7 — рама; 9 — промежуточный холодильник; 10 — нагнетательные клапаны

ник, встроенный в станину компрессора, а затем сжимается в ступени II до нормального давления и направляется в воздухохранилище.

Компрессорная установка состоит из компрессора с встроенным электродвигателем, систем охлаждения, контроля и управления. В цилиндрах, изготовляемых из чугуна, размещены сменные рабочие втулки из антифрикционного чугуна. В цилиндрах высокого давления применены стальные гильзы, закаленные и обработанные до высокой частоты. Клапаны — само-

действующие, кольцевые, с точечными пружинами. Штоки — из углеродистой стали, с поверхностным упрочнением, а поршни — дисковые, литые, чугунные. Для уплотнения штоков применены металлические сальники с плоскими уплотняющими элементами.

Холодильник ступени I выполнен в виде батареи из эллиптических труб, оребренных гофрированной латунной лентой, и встроены в раму машин.

Воздух при охлаждении движется в межтрубном пространстве, а вода внутри труб. Система охлаждения выполнена с открытым сливом. Охлаждающая вода поступает сначала к масляному холодильнику, откуда подается в промежуточный холодильник, водяные рубашки цилиндров и крышки цилиндров ступеней I и II, после этого поступает на слив.

Для смазки цилиндров служит масляный насос (лубрикатор), приводимый в действие от коленчатого вала компрессора. У каждой точки подвода масла установлен обратный клапан.

Система контроля и управления предназначена для измерения в процессе работы компрессора его основных параметров (давление сжатого воздуха, воды, масла, температура этих сред и др.), сигнализации об отклонениях этих параметров от установленных нормальных значений, регулирования подачи. В компрессоре применено двухпозиционное (100 и 60 % номинальной производительности) автоматическое регулирование производительности подключением к полостям цилиндров дополнительных вредных пространств с помощью электромагнитных клапанов. Компрессор снабжен пультом управления и приборами местного контроля; управление ручное.

Завод выпускает также компрессоры, которые не требуют смазки цилиндров. Уплотнительные элементы таких компрессоров изготавливают из фторопластовых композиций различного типа. Фонари нескольких машин отлиты заодно с цилиндрами, штоки имеют увеличенную длину.

В результате совершенствования конструкции поршневых компрессоров появились многорядные горизонтальные компрессоры с кривошипными механизмами, расположенными по обе стороны вала, с взаимно противоположными движениями поршней (компрессоры на оппозитных базах).

Угловые компрессоры отличаются уравновешенностью, так как при работе достигается равенство сил инерции поступательно движущихся масс за счет противоположного направления этих сил в каждой паре рядов, что позволяет увеличивать частоту вращения приводного вала от 250 до 600 мин⁻¹. При этом уменьшились масса компрессора и приводного электродвигателя, снизились габариты и масса фундамента.

Из-за уменьшения требуемого махового момента привод вы-

полняют без маховика, непосредственно от синхронного электродвигателя. Компрессоры на оппозитных базах удобны в обслуживании.

Основной конструктивный элемент этих компрессоров — нормализованная оппозитная база, состоящая из фундаментной рамы, крейцкопфов и их направляющих, коленчатого вала, шатунов, узлов системы смазки механизма движения и валоповоротного механизма. Нормализованные оппозитные базы разделяют на четыре группы и обозначают буквой М (многорядная) и цифрой, соответствующей максимальной силе, действующей на поршень и выраженной в десятках тысяч ньютонов (М10, М16, М25, М40).

Каждая оппозитная база имеет несколько модификаций по числу рядов, соответствующих числу шатунов.

Во всех модификациях одной базы унифицированы шатуны, крейцкопфы и их направляющие, коренные подшипники, валоповоротный механизм и узлы системы механизма давления.

Обозначение компрессора на оппозитной базе 4ВМ-120/9 состоит из обозначения модификации базы и дроби, числитель которой соответствует производительности компрессора при нормальных условиях всасывания ($\text{м}^3/\text{мин}$), а знаменатель — конечному давлению (МПа), увеличенному в 10 раз и округленному.

Компрессоры 4ВМ10-120/9 Пензенского компрессорного завода, выпускаемые взамен компрессоров 55-ВМ, выполняются на оппозитной многорядной базе.

Кривошипно-шатунные механизмы компрессора расположены по обе стороны вала, причем кривошипы смежных рядов сдвинуты на 180° и имеют взаимно противоположное движение, чем обеспечивается противоположное направление сил инерции в каждой паре рядов. Противоположное направление и равенство сил инерции обеспечивает уравновешенность движущихся масс. Частота вращения двигателя в связи с этим доведена до 500 мин^{-1} , и компрессор выполнен без маховика. Благодаря высокой быстроходности компрессор 4ВМ10-120/9 по сравнению с компрессором 55-ВМ имеет меньшие размеры и массу.

Разрез по цилиндрам третьего и четвертого рядов приведен на рис. 3.20. По обе стороны кривошипно-шатунного механизма 4 консольно расположены цилиндры 6 и 9 ступеней сжатия I и II. Фонари 2 с ползунами 3 находятся на опорах 8.

Цилиндры ступени I разборные и состоят из трех частей. Поршни пустотелые, причем поршень ступени I сварной, а ступени II — литой. Клапаны 1, 7 прямоточные, круглые. Вода для охлаждения циркулирует в водяных рубашках 5. Промежуточный холодильник располагается над цилиндрами и имеет предохранительный клапан.

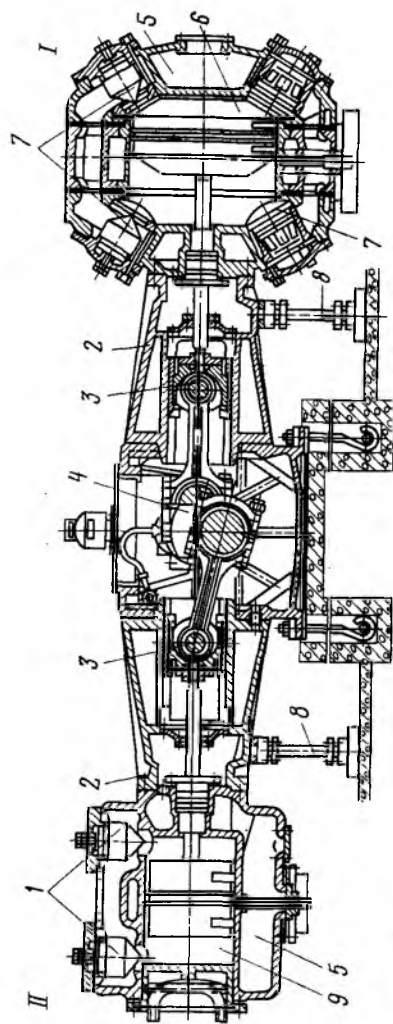


Рис. 3.20. Поршневой компрессор 4BM10-100/8 (продольный разрез)

Механизм движения смазывается шестеренным зубчатым насосом, подающим масло через пластинчатый фильтр и холодильник, смазка цилиндров и сальников — лубрикатором.

Компрессор 4ВМ10-120/9 имеет буферные емкости (цилиндрические сосуды) перед ступенью I и после ступени сжатия II перед последующим (концевым) холодильником. Буферные емкости устраняют резонансные явления, возникающие во всасывающем и нагнетательном трубопроводах из-за пульсирующего характера движения в них воздуха.

Ротор синхронного электродвигателя закреплен на консоли главного вала. Мощность электродвигателя 630 кВт (770 кВт · А), напряжение 6000 В, частота вращения 500 мин⁻¹.

Подача компрессора регулируется перепуском воздуха из полости сжатия в полость всасывания при помощи байпасов I. Система регулирования воздействует на клапаны байпасов автоматически. Предусмотрена возможность ручного управления регулированием производительности компрессора.

Передвижные компрессоры, применяемые в шахтах, когда потребление воздуха сравнительно невелико (например, в забоях штрека при очень крепких породах и применении в очистных забоях электроэнергии), вместе с двигателями устанавливаются на тележках для перемещения по рельсовым путям шахты.

Компрессор ШВКС-5 (рис. 3.21), используемый как передвижной, имеет четыре цилиндра в двух блоках. Каждый блок состоит из цилиндров 4 и 2 низкого и высокого давления, расположенных под углом 75° относительно друг друга. Цилиндры с ребристой поверхностью и трубчатый промежуточный холодильник имеют воздушное охлаждение с помощью вентилятора 8, приводимого во вращение двумя клиновидными ремнями 7 от вала 3 компрессора. Цилиндры компрессора смазываются разбрызгиванием масла из корпуса с помощью шатунов 5 с разбрызгивателями. Валы компрессора и двигателя соединяются с помощью эластичной муфты 6. Воздух в цилиндры 4 поступает через фильтры 1. Производительность компрессора — 5 м³/мин, избыточное давление — 0,7 МПа, мощность двигателя — 34 кВт при напряжении 380/660 В.

Клапаны в поршневых компрессорах самодействующие, основные требования, предъявляемые к ним: плотность закрывания, легкость открывания и закрывания, быстрое и бесшумное действие за счет применения пружин, действующих на клапан и ограничивающих путь подъема клапана; достаточная площадь сечения, чтобы скорость воздуха при проходе через клапаны не превышала 20—50 м/с; открывание и закрывание точно в требуемый момент; прочность.

Промежуточный холодильник состоит из расположенного горизонтально или вертикально металлического корпуса, в кото-

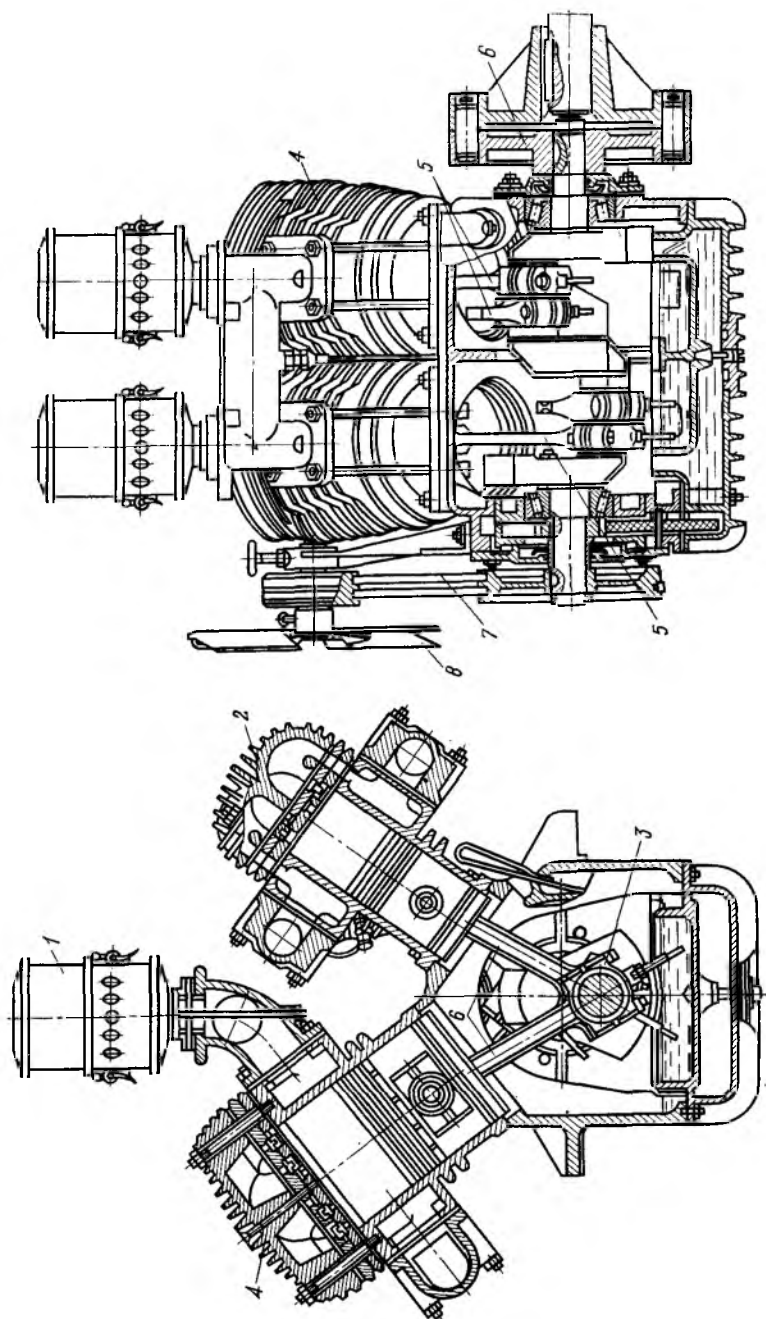


Рис. 3.21. Компрессор ШВКС-5

ром имеются латунные или стальные трубки, омываемые с одной стороны водой, с другой воздухом, переходящим из одной ступени сжатия в другую. Промежуточные холодильники могут располагаться над цилиндрами, рядом и ниже цилиндров компрессора.

На промежуточном холодильнике установлены манометр, предохранительный клапан, гнездо для термометра и кран для спуска конденсата.

В компрессорной установке обязательно наличие автоматической сигнализации или автоматического отключения компрессора при перерыве в подаче или резком уменьшении расхода охлаждающей воды.

3.4. РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Ротационные компрессоры применяют при низких давлениях (двухступенчатые до 1 МПа), при малой и средней производительности.

По конструктивным признакам ротационные компрессоры подразделяют на пластинчатые и винтовые.

3.4.1. Принцип действия ротационных компрессоров

В пластинчатых машинах ротор находится в цилиндре компрессора эксцентрично относительно цилиндра. В роторе выфрезованы радиальные или под углом к радиусу глубокие пазы (см. рис. 1.4). В них движутся пластины, разделяющие серповидное пространство между ротором и корпусом на несколько частей. Центробежной силой пластины при вращении ротора прижимаются к стенке цилиндра. Камера или ячейка, находящаяся против отверстия, через которое всасывается воздух, имеет наибольший объем.

При вращении ротора камера выходит из контакта со всасывающим отверстием, и объем ее начинает уменьшаться, наступает последовательное сжатие воздуха (такое же, как в компрессоре с возвратно-поступательным движением поршня) и далее нагнетание.

Преимущества пластинчатых компрессоров: равномерный вращающий момент, что исключает использование маховика; относительно малая масса; отсутствие механических колебаний, массивного фундамента, всасывающих и, в большинстве случаев, нагнетательных клапанов; небольшой объем вредного пространства. Недостатки: большие потери на трение и значительные потери вследствие неплотности; издаваемый в некоторых случаях при работе сильный шум высокого тона; большой

износ деталей и требующаяся при их изготовлении высокая точность.

По сравнению с центробежными пластинчатые компрессоры обладают относительно высоким к. п. д. при малой подаче.

В современных конструкциях пластинчатых компрессоров со стальными пластинами предусмотрены вращающиеся вместе с пластинами чугунные разгрузочные кольца несколько меньшего диаметра, чем цилиндр. Кольца воспринимают центробежные усилия от пластин и обеспечивают небольшой зазор между пластиной и стенкой цилиндра. При отсутствии колец пластины в месте соприкосновения с цилиндром сильно изнашиваются.

Для предотвращения перетекания сжатого воздуха через разгрузочные кольца на внешней поверхности колец предусмотрены канавки (от 15 до 30), в которые вложены небольшие пластины, центробежные усилия от которых и износ незначительны.

Коэффициенты подачи и производительности пластинчатых компрессоров зависят от сохранения минимальных зазоров между ротором с пластинами и цилиндром с его крышками, особенно при больших отношениях давлений. Поэтому следует уделять особое внимание температурным деформациям, а также точности изготовления и ограничению износа зазоров.

Дальнейшая ступень развития двухроторных компрессоров — это винтовые компрессоры. Их роторы имеют форму зубчатых колес со спиральным зубом с большим шагом наклона спирали (см. рис. 1.5). В отличие от пластинчатых в винтовых компрессорах воздух сжимается постепенно. Первый ротор имеет три-четыре зуба, второй — четыре-пять или шесть полных выемок профиля, которые соответствуют профилю зубьев первого ротора. Профиль зуба асимметричный, состоит из двух кривых или образован дугой окружности. У современных компрессоров оба ротора имеют равные наружные диаметры, зубья их взаимно не соприкасаются, валы соединяются двумя синхронизирующими шестернями с косыми зубьями. Зазор между зубьями шестерен меньше, чем между зубьями роторов, а отношение чисел их зубьев равно отношению чисел зубьев роторов. Зубчатые колеса передают только небольшой момент вращения (максимум 10 % от момента привода).

Рабочий цикл винтового компрессора имеет три фазы.

1. Всасывание. На торце ротора, имеющем внизу всасывающее отверстие, выступы ротора при вращении выходят из впадины, расходятся и в образовавшийся зазор через отверстие засасывается воздух. При дальнейшем вращении ротора пространство между зубьями увеличивается до тех пор, пока у противоположного торца зубья не выйдут из зацепления.

Далее связь пространства канала между зубьями со всасывающим отверстием прекращается и воздух без изменения дав-

ления (если пренебречь утечками из-за неплотности) передается на верхнюю часть, где во впадину между зубьями первого ротора начинает входить зуб второго ротора.

2. Сжатие. Зуб входит с торцевой стороны всасывающего отверстия и далее перемещается вдоль канала ротора, образуемого зубьями второго ротора, в результате чего происходит сжатие воздуха, находящегося в ячейке.

3. Нагнетание. После соединения канала между зубьями с началом нагнетательного отверстия, находящегося в цилиндрической и торцевой частях корпуса, происходит нагнетание с постепенным уменьшением объема в канале. Очевидно, что если изменится отношение давлений, то будут дополнительные потери работы. Винтовые компрессоры предназначены для подачи сжатого воздуха в газовую турбину и имеют привод непосредственно от турбины. Частота вращения винтовых компрессоров очень высокая: небольшие компрессоры имеют частоту вращения до $12\,000\text{ мин}^{-1}$, большие — около 6000 мин^{-1} , окружная скорость на наружном диаметре зуба при этом составляет $50\text{—}100\text{ м/с}$ и даже больше. При такой высокой скорости компрессоры имеют небольшие размеры и малую массу. Однако скорость не столь велика, чтобы нужны были специальные материалы — ротор выполняют из обычной углеродистой стали. Коэффициент производительности и адиабатический к. п. д. достигают значений порядка 0,7 и 0,78.

Винтовые компрессоры при давлении нагнетания до 0,3 МПа изготавливают одноступенчатыми производительностью $0,05\text{—}4\text{ м}^3/\text{с}$, при давлении нагнетания $0,7\text{—}1,0\text{ МПа}$ — двухступенчатыми.

Преимущество этих машин — наличие очень пологой кривой зависимости адиабатического к. п. д. от частоты вращения, что объясняется тем, что влияние неплотностей с ростом частоты вращения снижается, в то же время механические и гидравлические потери возрастают.

Винтовые компрессоры должны очень точно обрабатываться. При диаметрах роторов $100\text{—}500\text{ мм}$ зазоры между зубьями роторов, между вершиной зуба и стенкой цилиндра, а также между торцами ротора и крышкой цилиндра находятся в пределах $1,0\text{—}0,5\text{ мм}$. Роторы имеют внутреннее водяное или масляное охлаждение. Охлаждающая жидкость подводится через отверстие вала, что уменьшает зазор в начале работы. В рабочем пространстве компрессора отсутствует контакт металла по металлу, поэтому исключаются смазка и загрязнение сжатого воздуха, что позволяет использовать такие компрессоры при пневматическом транспортировании сыпучих веществ и при сжатии воздуха.

Винтовые компрессоры имеют еще ряд преимуществ, таких, как небольшой расход масла, отсутствие износа цилиндров,

спокойный ход, простота устройства и очень малый фундамент (в некоторых случаях он вообще отсутствует). При достаточной амортизации и звуковой изоляции винтовые компрессоры могут размещаться на верхних этажах зданий. Недостаток винтовых компрессоров — вызванный перерывами всасывания и нагнетания воздуха шум высокой частоты.

Для уменьшения шума в нагнетательном и всасывающем трубопроводах вблизи машины устанавливают глушители, отрегулированные на соответствующую частоту колебаний. В зависимости от частоты вращения и числа зубьев ротора частоты собственных колебаний составляют 200—1500 Гц. Наряду с этим имеются значительно более слабые колебания высших порядков.

3.4.2. Производительность и мощность ротационных компрессоров

Теоретическая производительность пластинчатого компрессора (см. рис. 1.4) за одно вращение ротора 2 без учета толщины пластины

$$V_T = f_k z L,$$

где f_k — площадь, заключенная между двумя пластинами в конце процесса всасывания; z — число пластин ротора; L — длина ротора.

Если учесть, что высота площадки f_k равна $2e$ (см. рис. 1.4), а ширина ее соответствует длине окружности, поделенной на число пластин, то площадь

$$f_k = 2e \frac{2\pi R}{z} = \frac{4\pi R e}{z},$$

где $e = R - r$ — эксцентриситет ротора; r — радиус ротора; R — радиус цилиндра.

Потери производительности за счет толщины

$$\Delta V \cong 2e L s,$$

где s — толщина пластины.

Отсюда производительность компрессора за одно вращение вала ротора с учетом толщины пластины

$$V_T = 4\pi R e L - 2z s e L = 2e L (\pi D - z\delta).$$

Действительная производительность компрессора

$$V_d = \lambda V_T = 2\lambda e (\pi D - z\delta) L n,$$

где λ — коэффициент производительности компрессора; n — частота вращения вала ротора, с^{-1} .

Индикаторная работа и мощность на валу компрессора могут быть определены по формулам для поршневых компрессоров.

Для пластинчатых компрессоров к. п. д. находятся в пределах: $\eta_{из}=0,62 \div 0,67$; $\eta_{ад}=0,75 \div 0,78$; $\eta_{м}=0,8 \div 0,9$.

Объемная производительность винтового компрессора равна сумме объемов полостей, заполненных газом, поданным в единицу времени. При отсутствии потерь воздуха компрессор имел бы теоретическую подачу, которая определялась бы геометрическими размерами винтов и частотой вращения. Но так как возможны потери подачи, то действительная производительность компрессора меньше теоретической.

Для каждого винта объемы всех его полостей между зубьями, ограниченными наружной цилиндрической поверхностью, одинаковы (см. рис. 1.5). Если полная площадь одной впадины между зубьями винта в торцовом сечении $f_{п}$, то объем полости на длине dz вдоль оси винта [17] $dv=f_{п}dz$, а полный объем полости на длине винта

$$V = \int_0^l f_{п} dz = f_{п} l, \quad (3.87)$$

так как площадь $f_{п}$ имеет постоянное значение по длине винта.

Теоретическая производительность компрессора будет равна сумме производительностей ведущего и ведомого винтов:

$$V_{т1} = m_1 n_1 V_{01}; \quad V_{т2} = m_2 n_2 V_{02},$$

где V_{01} и V_{02} — объем одной полости винтов соответственно ведущего и ведомого; n_1 и n_2 — частота вращения винтов соответственно ведущего и ведомого; m_1 и m_2 — число зубьев винтов соответственно ведущего и ведомого.

Теоретическая объемная производительность компрессора может быть представлена с учетом формулы (3.87) таким образом: $V_{т} = m_1 f_{1п} n_1 l + m_2 n_2 f_{2п} l$, но так как $m_1 n_1 = m_2 n_2 = mn$, то

$$V_{т} = lmn (f_{1п} + f_{2п}). \quad (3.88)$$

Площади впадин $f_{1п}$ и $f_{2п}$ в практических расчетах находятся аналитически и реже определяются планиметрированием.

Степень использования диаметрального габарита винта характеризуется отношением суммарной площади впадин (живого сечения) в торцовом сечении винта $f_{п}m$ к площади круга, ограниченного внешней окружностью винта. Назовем это отношение коэффициентом полезной площади торцового сечения винта Ω . Тогда для ведущего винта

$$\Omega_1 = \frac{4f_{1п}m_1}{\pi d_1^2}, \quad (3.89)$$

для ведомого винта

$$\Omega_2 = \frac{4f_{2п}m_2}{\pi d_2^2}, \quad (3.90)$$

где d_1 и d_2 — наружный диаметр винта соответственно ведущего и ведомого.

Подставляя $f_{1п}$ и $f_{2п}$ из формул (3.89) и (3.90) в (3.88), получаем формулу для определения теоретической объемной производительности винтового компрессора ($\text{м}^3/\text{с}$), отнесенную к условиям всасывания [17],

$$V_T = \frac{\pi}{4} n_1 l (\Omega_1 d_1^2 + i_{21} \Omega_2 d_2^2),$$

где i_{21} — передаточное число (линейные размеры подставляются в метрах).

Таким образом, для определения производительности компрессора кроме основных габаритов и частоты вращения винтов необходимо знать еще и коэффициенты полезной площади торцового сечения винтов.

Действительная объемная производительность компрессора, отнесенная к условиям всасывания, равна произведению теоретической объемной производительности на коэффициент производительности, $V_v = V_T \lambda$, где λ — коэффициент производительности винтового компрессора.

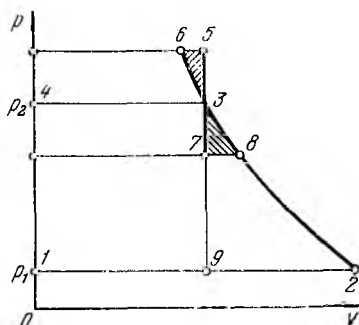
Действительная производительность винтового компрессора будет меньше на величину утечек воздуха через неплотности.

Винтовые компрессоры могут развивать производительность от 0,06 до 7 $\text{м}^3/\text{с}$ при давлении 0,3 МПа (для одноступенчатого компрессора) и до 1,0 МПа (для двухступенчатого компрессора) при частоте вращения ротора 50—200 с^{-1} . Давление воздуха в конце процесса сжатия в винтовом канале не зависит от давления в нагнетательном патрубке и определяется только конструкцией роторов и расположением выхлопного окна.

Зависимость давления воздуха p в одной из полостей компрессора от ее объема V приведена на рис. 3.22, где обозначено: 1—2 — всасывание; 2—3 — сжатие; 3—4 — выталкивание сжатого воздуха. Эта диаграмма соответствует периоду, когда давление в полости в момент соединения ее с выхлопным окном равно давлению воздуха в нагнетательном патрубке.

Если давление в нагнетательном патрубке выше номинального, то перед выталкиванием происходит изохорное дожатие воздуха в полости за счет обратного течения сжатого воздуха из нагнетательного трубопровода (линия 3—5). При этом работа винтового компрессора при той же степени повышения давления будет больше, чем работа поршневого компрессора с клапанным воздухораспределителем, на величину площади 3—5—6—3.

Рис. 3.22. Диаграмма винтового компрессора



Если давление в нагнетательном патрубке ниже номинального, то в начале выталкивания происходит изохорное расширение воздуха из полости (линия 3—7), и работа винтового компрессора будет превышать работу поршневого на величину площади 3—7—8—3. Когда винтовой компрессор работает на выхлоп (в атмосферу), работа определяется площадью 2—3—9—2.

3.4.3. Конструкции ротационных компрессорных станций

Передвижные ротационные компрессорные станции ПР-10 и ПР-16 предназначены для снабжения сжатым воздухом пневматических устройств и инструментов, используемых при горных и геологоразведочных работах и при механизации тяжелых и трудоемких процессов, технические характеристики их приведены ниже.

Компрессор	ПР-10	ПР-16
рабочее давление, МПа	0,7	0,7
производительность, м ³ /с . . .	0,182	0,275
частота вращения ротора, с ⁻¹ .	28,33	28,33
расположение ступеней сжатия .	Последовательное	
Двигатель:	Дизель	
тип	АМ-01	ЯМЗ-238
марка	96	177
мощность, кВт	6	6
число цилиндров	Вертикальное	
расположение цилиндров		
Объем, м ³ :		
воздухосборника	0,28	0,43
топливного бака	0,22	0,24
Габариты, мм	4000×1940×2120	3700×1700×2250
Масса, кг	3400	3400

Компрессор каждой станции — пластинчатая маслозаполненная двухступенчатая машина с эксцентрично расположенными в цилиндрах роторами, в радиальных пазах которых перемещаются пластины. Под действием центробежной силы пла-

стины прижимаются к цилиндру и разделяют серповидное пространство на камеры. Во время вращения ротора объем камеры изменяется — при увеличении объема происходит всасывание, при уменьшении — сжатие и нагнетание.

Для снижения температуры сжатого воздуха, уменьшения трения и повышения коэффициента подачи в цилиндры компрессора насосом подается масло.

Из компрессора смесь воздуха с маслом поступает в воздухохоборник с маслоотделением. Очищенный воздух подается к потребителю, а масло охлаждается в холодильнике и вновь направляется в компрессор.

Пластинчатый компрессор ПР-10 (рис.3.23) двухступенчатого сжатия состоит из следующих основных узлов: блока цилиндров 1, роторов 5 и 17 с вмонтированными в их радиальные пазы текстолитовыми пластинами 6 и 16, двух масляных насосов 14 и 15, зубчатой передачи 11, 9, вентилятора 13, дроссельного 10 и обратного 19 клапанов. При вращении роторов посредством полумуфты 12, соединяющей компрессор с двигателем, воздух через фильтр 8 и клапан 10 поступает во всасывающее окно 7 и заполняет ячейки, ограниченные выдвигаемыми пластинами и корпусом цилиндра ступени сжатия I. Ячейки при поворачивании роторов 2 и 5 уменьшаются в размере, и полости их имеют минимальный объем в момент приближения к нагнетательным окнам 4 и 18. Одновременно с воздухом в цилиндр ступени I впрыскивается масло, которое смазывает трущиеся детали, уплотняет зазоры и охлаждает сжимаемый воздух. Обилие подачи масла позволяет отказаться от промежуточного охлаждения воздуха, подаваемого через полость 3 к цилиндру ступени сжатия. В цилиндре ступени II смесь сжимается до 0,7 МПа и через окно 18 и обратный клапан поступает в воздухохоборник. Двухсекционный масляный насос приводится в действие от вала ротора ступени II. Одна секция насоса нагнетает масло в компрессор, другая откачивает масло от маслоотделителя воздухохоборника. Валы роторов связаны между собой зубчатой передачей. На конце ротора ступени II закрепляется вентилятор.

На рудниках и в геологоразведочных организациях находят применение винтовые компрессорные станции 6ВКМ, оборудованные маслозаполненным винтовым компрессором ВК-11 с водяным и воздушным охлаждением; компрессорная станция 7ВКМ; станции ВКШ-11, оборудованные винтовым компрессором с водяным впрыскиванием в рабочие полости винтов, и передвижные компрессорные станции ЗИФ-ШВ-5 и ПВ-10. Давление нагнетаемого воздуха перечисленных станций 0,8 МПа.

Основные технические данные этих компрессорных станций приведены ниже.

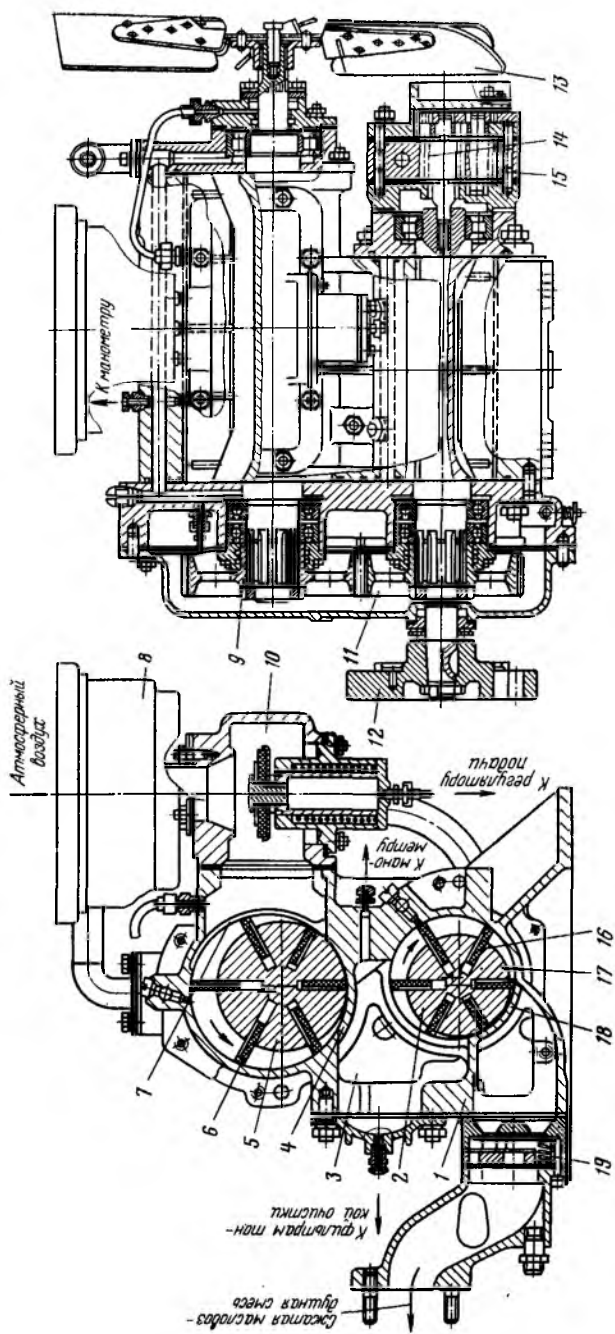


Рис. 3.23. Пластинчатый компрессор ПР-10

Винтовая компрессорная станция	6ВКМ-13/8	6ВКМ-25/8	7ВКМ-48/8
Производительность, приведенная к условиям всасывания, м ³	0,21	0,42	0,8
Давление нагнетаемого воздуха, МПа	0,8	0,8	0,8
Частота вращения ведущего ротора, с ⁻¹	24,5	49,5	24,5
Мощность, потребляемая компрессором, кВт	80—85	150—155	287
Электродвигатель:			
тип	BAO-92-4	BAO-102-2	—
напряжение	660	660	
мощность, кВт	100	160	
Габариты, мм	900×720×530	900×720×530	3100×1500×2150
Масса, кг	584	584	8400

Продолжение

Винтовая компрессорная станция	ВКШ-11	ЗИФ-ШВ-5	ПВ-10
Производительность, приведенная к условиям всасывания, м ³	0,42	0,083	0,173
Давление нагнетаемого воздуха, МПа	0,8	0,8	0,8
Частота вращения ведущего ротора, с ⁻¹	49,33	24,5	24,5
Мощность, потребляемая компрессором, кВт	134	33—35	72
Электродвигатель:			
тип	BAO-102-2	BAO-81-4	—
напряжение	660	380—660	
мощность, кВт	160	40	
Габариты, мм	950×720×530	765×610×838	3370×1730×1870
Масса, кг	670	180,5	584

Компрессорная станция ЗИФ-ШВ-5 (рис. 3.24) с винтовым компрессором предназначена для снабжения сжатым воздухом пневматических инструментов и приводов в подземных условиях рудников и в геологоразведочных партиях, при проведении подготовительных выработок и др.

Компрессорная станция состоит из компрессора, воздухо-сборника, масляного холодильника и фильтра, системы регулирования производительности, тепловой защиты, электродвигателя, приборного щита, ходовой части и электрооборудования. Компрессор винтовой, одноступенчатый, маслозаполненный, для выработки сжатого воздуха. Наружный воздух через фильтр 15 и дроссельный клапан 16 поступает во всасывающий патрубок компрессора. В компрессоре воздух винтами сжимается до давления 0,8 МПа, одновременно в рабочую зону винтов масляным насосом (основная секция) впрыскивается масло. Из зоны нагнетания компрессора смесь воздуха с маслом через

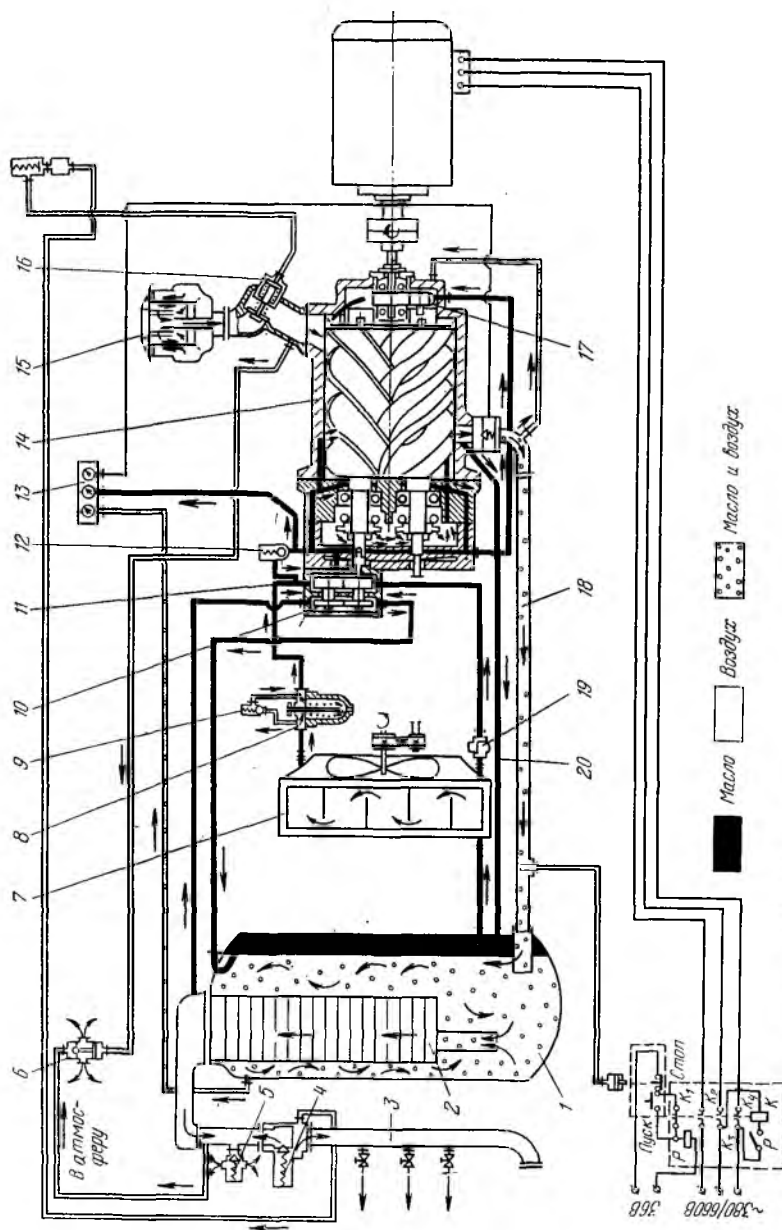


Рис. 3.24. Компрессорная станция ЗИФ-ШВ-5

обратный клапан и нагнетательную трубу 18 поступает в воздухохоборник, где масло отделяется и опускается в нижнюю часть воздухохоборника 1. Воздух с остатками масла проходит через маслоотделитель 2 и окончательно очищается. Очищенный воздух через клапан минимального давления 4, раздаточную трубу 3 и вентили поступает к потребителю.

Выпускной клапан 6 соединен трубками с воздухохоборником и зоной всасывания компрессора; на нагнетательной линии предусмотрен предохранительный клапан 5.

За клапаном минимального давления от раздаточной трубы воздух отводится в систему регулирования производительности. Для замера давления воздуха воздухохоборник трубкой соединяется с приборным щитом. Масло из воздухохоборника под действием насоса подается через шланг в нижний коллектор холодильника 7, откуда в масляный фильтр 8, снабженный клапаном 9, а затем в масляный насос с клапаном 12, соединяющим зоны всасывания и нагнетания. Клапан 9 служит для пропуска масла мимо фильтрующего элемента при засорении фильтра. Масляный насос нагнетает масло по каналам в крышке, опоре и корпусе компрессора в рабочую зону винтов. По трубке, идущей снаружи корпуса 14 компрессора, масло подается в редуктор 17, где оно скапливается в нижней части и по трубке отсасывается в зону всасывания. Для улучшения отсасывания масла в редукторе создается дополнительное давление от нагнетательной трубы 18.

В холодное время года, когда масло более вязкое, для его подачи в компрессор используется кратчайший путь из нижнего коллектора холодильника через перепускной клапан 19 к насосу. Клапан по мере нагрева масла закрывается, а масло проходит через холодильник.

Дополнительной секцией 10 масляного насоса 11 масло отсасывается из маслоотделителя и сбрасывается в воздухохоборник, который соединен разгрузочным шлангом 20 с зоной нагнетания компрессора. Для замера давления впрыскиваемого в компрессор масла отведена трубка к манометру.

Температура в зоне нагнетания измеряется дистанционным термометром, установленным на приборном щите 13.

3.4.4. Регулирование производительности ротационных компрессоров

Надежная и безопасная эксплуатация ротационных компрессоров в значительной мере определяется системой регулирования.

Производительность ротационных компрессоров регулируется различными способами в зависимости от вида привода компрессора [17].

1. Регулирование изменением частоты вращения — самое экономичное. Для регулирования ротационных компрессоров таким образом характерна пологая кривая адиабатического к. п. д. с изменением в широком диапазоне частоты вращения, поскольку относительный рост потерь от неплотности при снижении частоты вращения в значительной степени компенсируется уменьшением гидродинамических потерь.

2. Регулирование остановками и пусками применяется для малых компрессоров, оборудованных электродвигателями с короткозамкнутыми роторами. Электродвигатель компрессора останавливается и включается автоматически регулятором давления. Быстрые изменения температур отдельных частей компрессора, возникающие при частых пусках и остановках, вызывают увеличение зазоров, что нежелательно.

3. Регулирование изменением эффективной длины винтов, применяемое для малых и средних компрессоров, — простое и экономичное. Эффективность такого способа повышается при осуществлении еще и регулирования качества режима работы винтового компрессора. Суть данного способа заключается в следующем. В месте пересечения расточек корпуса под винты располагается золотник, который имеет свободу перемещения вдоль оси винтов. При превышении давления нагнетания установленного значения срабатывает клапан давления, золотник перемещается в сторону окна нагнетания и часть полости сжатия соединяется с атмосферой или окном всасывания. Поэтому часть всасываемого воздуха выпускается в атмосферу (в камеру всасывания), а начало процесса сжатия воздуха перемещается в сторону нагнетания.

4. При регулировании перепускным клапаном часть воздуха из компрессора еще до начала процесса сжатия выпускается в камеру всасывания с помощью клапана, установленного на корпусе компрессора. Клапан открывается при превышении давления воздуха на нагнетании компрессора номинального значения. Этим способом можно снизить производительность компрессора до 40 %.

5. Регулирование закрыванием всасывающего патрубка часто применяется для компрессоров средней производительности. При таком способе регулирования компрессорная станция должна иметь воздухосборник, объем которого значительно меньше объема, требуемого при регулировании остановками и пусками, поскольку число включений регулирования может быть значительно больше.

6. При регулировании дросселированием потока воздуха на всасывании производительность компрессора изменяется плавно, поэтому динамические нагрузки на полумуфты и привод меньше, чем при регулировании закрыванием всасывающего патрубка. Данный способ регулирования несколько экономичнее

предыдущего, однако с увеличением глубины регулирования экономичность его снижается.

7. При регулировании смещением граней всасывающих окон против направления движения ротора уменьшается количество всасываемого воздуха. Такой способ регулирования несколько экономичнее регулирования дросселированием потока воздуха на всасывании, однако система регулирования в конструктивном отношении сложнее, поэтому он применяется редко.

8. Комбинированное регулирование — изменением частоты вращения привода компрессора и дросселированием потока воздуха на всасывании — часто применяют на практике.

Обычно при таком способе регулирования производительности на 20—40 % осуществляется изменением частоты вращения, а более глубокое регулирование — дросселированием.

3.5. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

3.5.1. Классификация и принцип работы центробежных компрессоров

Центробежные компрессоры составляют значительную часть компрессорных машин, занятых на предприятиях горнорудной промышленности; они характеризуются отношением давлений $\varepsilon = 2,5 \div 3$ и развивают давление в пределах 1,2—3 МПа. Они классифицируются на нагнетатели — машины со степенью сжатия $\varepsilon < 1,1$ и не имеющие устройств для охлаждения воздуха в процессе сжатия и компрессоры — машины со степенью сжатия $\varepsilon > 1,1$ и снабженные специальными устройствами для охлаждения воздуха.

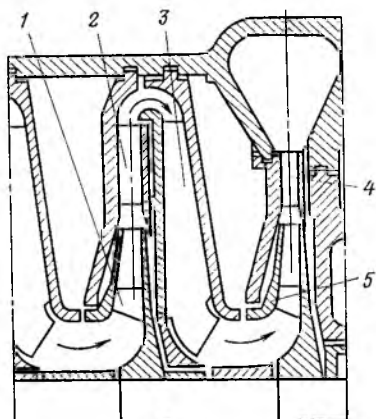
Центробежные компрессоры могут быть как одно-, так и многоступенчатыми. В последних сжатие воздуха производится в несколько последовательных стадий (ступеней), которые могут быть промежуточными и конечными.

Промежуточной ступенью называют сочетание рабочего колеса, диффузора и обратного направляющего аппарата; конечной ступенью — сочетание рабочего колеса, диффузора и нагнетательной камеры — улитки (рис. 3.25). Концевая ступень не обязательно должна быть последней; в компрессорах каждая ступень, выдающая воздух в холодильник, — концевая. Любая ступень может быть выполнена с осевым всасыванием или со всасывающей камерой.

Диффузоры подразделяют на безлопаточные, лопаточные и каналные, когда диффузорное течение осуществляется в отдельных каналах, не образованных лопатками.

Воздух из рабочего колеса 1 промежуточной ступени поступает в диффузор 2, затем в обратный направляющий аппарат 3, откуда забирается рабочим колесом 5 последующей ступени

Рис. 3.25. Схема промежуточной и концевой ступеней центробежного компрессора



и через диффузор 4 поступает в нагнетательную камеру (улитку). Рабочее колесо — диффузор — обратный направляющий аппарат и есть ступень центробежного компрессора.

В центробежных компрессорах создание напора и перемещение воздуха производятся при воздействии лопаток вращающегося колеса на частицы воздуха, находящиеся в корпусе машины. В процессе вращения колеса и перемещения воздуха от центра к периферии (улитке) колеса проходит процесс сжатия, т. е. процесс непрерывного изменения термодинамических параметров состояния p и T .

Центробежные компрессоры, являясь машинами для сжатия воздуха, подчиняются общим закономерностям. Для них справедливы зависимости, касающиеся основных параметров их работы: развиваемого напора, производительности, потребляемой мощности и к. п. д.

Преимущества центробежных компрессоров: отсутствие клапанов, что повышает надежность их работы; быстроходность, вследствие которой небольшие масса и габариты; отсутствие смазки в рабочем пространстве, в результате чего устраняется опасность взрыва масляных паров; плавность характеристики $p_k = f(V)$, вследствие этого при изменении потребления сжатого воздуха давление в установках с трубокомпрессорами более стабильно, чем в установках с поршневыми машинами; меньшие, чем при использовании поршневых компрессоров, капитальные затраты на сооружение компрессорной станции аналогичной производительности.

Недостатки центробежных компрессоров: наличие на характеристике зоны неустойчивой работы и возможность автоколебаний (помпажа); более сложное, чем у поршневых компрессоров, масляное хозяйство и необходимость аккумуляторной батареи для питания двигателя аварийного насоса; невозможность изготовления центробежных компрессоров на малую производительность при высокой степени повышения давления.

Осевые компрессоры, являясь видоизменением центробежных компрессоров, при одинаковых конечных давлениях развивают большую производительность и имеют значительно

более высокий к. п. д. Кроме того, преимуществами этих машин являются простота конструкции и легкость исполнения, особенно проточной части, а недостатком их — сложность создания высоких давлений (отношение давления не превышает $\varepsilon = 1,2 \div 1,3$).

3.5.2. Процесс сжатия в центробежном компрессоре

При движении воздуха от центра к периферии колеса компрессора параметры состояния воздуха постоянно изменяются от p_1, T_1, V_1 до p_2, T_2, V_2 . Сжатый воздух поступает в напорную систему.

Следовательно, в центробежном компрессоре отсутствуют резко выраженные процессы, составляющие цикл работы. Кроме того, отсутствуют процессы всасывания и выталкивания сжатого воздуха в нагнетательную камеру и процесс расширения воздуха в рабочей камере. Сжатие происходит в непрерывно движущемся воздушном потоке, поэтому работа, затрачиваемая на сжатие, расходуется на увеличение потенциальной и кинетической энергии, а также на преодоление гидравлических сопротивлений. Если сжатие осуществляется в промежуточной неохлаждаемой ступени, то потери тепла во внешнюю среду могут быть только за счет теплообмена внешних поверхностей. Однако в центробежных компрессорах эти потери достигают не более 3 % энергии. Диаграмма процесса сжатия в центробежном компрессоре в одной ступени приведена на рис. 3.26, а.

Если пренебречь этим теплообменом, то процесс сжатия будет характеризоваться адиабатой 1—2, а полная работа, затраченная в цикле, — площадью 5—1—2—3—4—5.

Действительный процесс сжатия есть политропный (поли-

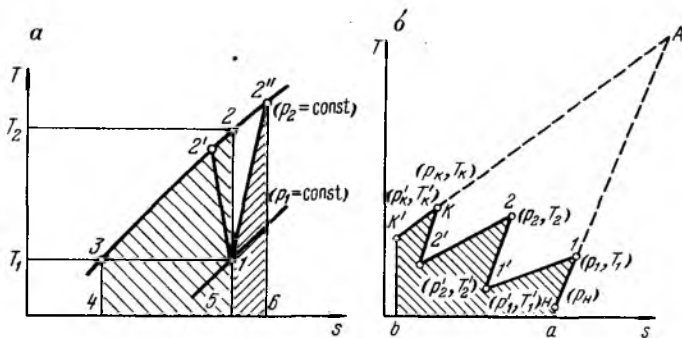


Рис. 3.26. Диаграммы процесса сжатия в центробежном компрессоре в координатах $T-s$:

а — в одной ступени; б — в нескольких ступенях

тропа $1-2''$), воздух нагревается за счет перехода в тепло энергии, расходуемой на преодоление трения. В этом случае работа, затрачиваемая на сжатие воздуха, равна площади $5-1-2''-3-4-5$, а энергия, расходуемая на трение, равна площади $5-1-2''-6-5$.

Для охлаждения ступеней сжатие осуществляется по полнотропе $1-2'$ с $n < k$, поэтому полная работа сжатия равна площади $5-1-2'-3-4-5$. Охлаждение воздуха приводит к значительной экономии энергии, затрачиваемой на сжатие.

Диаграмма сжатия воздуха в координатах $T-s$ многоступенчатого компрессора, в котором воздух охлаждается в двух промежуточных холодильниках и одном концевом, представлена на рис. 3.26, б. После первой группы ступеней воздух с давлением p_1 и температурой T_1 охлаждается до T_1' . Давление из-за гидравлических потерь снижается до p_1' . Аналогичные процессы протекают в последующих группах ступеней и в концевом холодильнике. В этом случае затрачиваемая работа характеризуется площадью $a-n-1-1'-2-2'-k-k'-b-a$. Применение охлаждения в этом случае приводит к экономии работы на сжатие, характеризуемой площадью $1-A-k-2'-2-1'-1$. Однако охлаждение не всегда приводит к окончательному экономическому эффекту, так как для этого надо затратить мощность на перемещение охлаждающей воды, ее подготовку и т. д. Поэтому нецелесообразно охлаждать воздух для компрессоров с отношением давления $\varepsilon < 2,5$.

3.5.3. Основные зависимости центробежного компрессора

Если воспользоваться уравнением (1.27, а) из общей теории турбомашин, полный напор, создаваемый рабочим колесом идеальной турбомашины с конечным числом лопаток, не зависит от свойств рабочей среды и определяется уравнением

$$gH_T = \left(u_2^2 - \frac{u_2 Q_T \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} \right) R_{ц},$$

где $R_{ц}$ — коэффициент циркуляции.

Практический (эффективный) напор, создаваемый рабочим колесом реальной турбомашины, отличается от теоретического на потери, вызываемые сопротивлениями при движении потока (за счет трения, внезапного изменения значения или направления скорости), $H_э = H_T - H_{тр}$.

Эффективный напор, создаваемый рабочим колесом центробежного компрессора, складывается из статической и динамической составляющих. При рассмотрении работы ступеней центробежного компрессора приращением кинетической энергии потока в ней обычно пренебрегают, так как эта величина

незначительна по сравнению со статическим напором, т. е. принимают

$$gH_d = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = 0.$$

При этом допущении эффективный напор равен статическому ($H_s = H_c$).

В случае сжимаемой среды статический напор, создаваемый в ступени турбомашин, может быть записан лишь в дифференциальной форме

$$gdH_c = \frac{dp}{\rho} = v dp,$$

где v — удельный объем среды.

Если предположить, что процессы взаимодействия газа с рабочим колесом и течения в диффузоре политропные, то

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = p V^n \text{ и } gdH_c = p_1^{1/n} V_1 dp / p^{1/n}.$$

Интегрируя это выражение в пределах от p_1 до p_2 , получаем значение gH_c ,

$$gH_c = \int_{p_1}^{p_2} V dp = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{n-1/n} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} \times \\ \times RT_1 (e^{n-1/n} - 1). \quad (3.91)$$

Таким образом, произведение статического напора ступени турбокомпрессора на ускорение свободного падения представляет собой удельную работу, затраченную на сжатие среды.

Полная (техническая) работа, затрачиваемая на получение 1 кг сжатого воздуха в центробежном компрессоре,

$$l_{\text{тех}} = \int_1^2 V dp + l_{\text{тр}},$$

где $l_{\text{тр}}$ — удельная работа, затрачиваемая на трение, Дж/кг.

Это же уравнение, записанное через напоры, $H_{\text{тех}} = H_s + H_{\text{тр}}$.

В случае, когда поток проходит через ступень без потерь ($l_{\text{тр}} = 0$), вся работа, затрачиваемая колесом, расходуется на сжатие воздуха ($l_{\text{тех}} = l$), процесс сжатия проходит адиабатно ($q = 0$), т. е. $n = k$, и, учитывая формулу (3.91), имеем

$$l = l_{\text{тех}} = \int_{p_1}^{p_2} V dp = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.92)$$

Затрачиваемую на сжатие воздуха работу в этом случае можно выразить через приращение энтальпии $l = i_2 - i_1 = c_p (T_2 - T_1)$,

где i_2 и i_1 — энтальпия воздуха на выходе и на входе ступени турбокомпрессора; T_2 и T_1 — абсолютная температура воздуха в тех же сечениях потока.

Производительность компрессора можно определить, воспользовавшись треугольником скоростей (см. рис. 1.13). Если расход воздуха из рабочего колеса центробежного компрессора осуществляется со скоростью v_{2r} , ширина канала на выходе из рабочего колеса b_2 , число лопаток z , толщина лопатки на выходе δ и диаметр колеса D_2 , то расход воздуха из рабочего колеса компрессора $V = (\pi D_2 b_2 - z\delta) v_{2r}$.

Уменьшение выходной площади рабочего колеса за счет площади, занимаемой торцами лопаток, учитывается коэффициентом стеснения τ_2 . Кроме того, вводят поправку $k_v = p_k/p_n$ на сжимаемость воздуха. Тогда расход воздуха в ступени компрессора

$$V = \pi \tau_2 k_{v2} b_2 D_2 v_{2r} = \pi \tau_2 k_{v2} \frac{b_2}{D_2} \frac{v_{2r}}{u_2} D_2^2 u_2.$$

Сделаем замену $u_2 = \pi D_2^2 n / 60$ и $A = \pi / 60$, будем иметь следующее уравнение для определения производительности центробежного компрессора

$$V = A \tau_2 k_{v2} \frac{b_2}{D_2} \frac{v_{2r}}{u_2} D_2^2 n, \quad (3.93)$$

где u_2 — окружная скорость воздуха на выходе из рабочего колеса, м/с; n — частота вращения вала колеса, мин⁻¹.

Из выражения (3.93) следует, что для увеличения расхода воздуха через колесо необходимо увеличивать отношение b_2/D_2 , частоту вращения n и диаметр рабочего колеса D_2 . При этом стремятся получить максимальную производительность, что достигается выбором соответствующих размеров колес и частоты вращения.

Степень повышения давления турбокомпрессора $\epsilon_k = p_k/p_n$, где p_k — давление воздуха на выходе из турбокомпрессора, МПа; p_n — начальное давление воздуха, МПа.

Мощность на валу компрессора при определенной производительности его рассчитывается по формуле

$$N_B = \sum_{i=1}^z N_{вн} + \Delta N_m = \frac{G c_p}{10^3} \sum_{i=1}^z \Delta T_i + \Delta N_m = \frac{G c_p}{10^3 \eta_m} \sum_{i=1}^z \Delta T_i, \quad (3.94)$$

где z — число неохлаждаемых секций турбокомпрессора; G — массовая производительность компрессора; c_p — теплоемкость при постоянном давлении; ΔT_i — приращение температуры воздуха в соответствующей секции при данном режиме работы; ΔN_m — механические потери в турбокомпрессоре; η_m — механический к. п. д. турбокомпрессора.

Процесс сжатия в ступени компрессора можно рассматривать как адиабатный. Воспользовавшись уравнением удельной работы, мощность, затрачиваемую компрессором, можно определить по формуле

$$N = \frac{GRT_n}{\eta_{ад}} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (3.95)$$

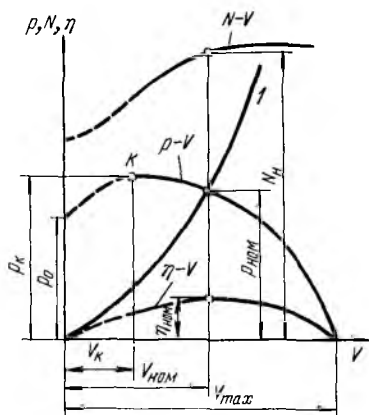
где T_n — начальная температура; p_k — давление в конце сжатия; $\eta_{ад}$ — адиабатный к. п. д.

3.5.4. Характеристики и конструкции центробежных компрессоров

Работа центробежного компрессора характеризуется соотношением основных параметров: p , N , η и V . Зависимости $p=f_1(V)$; $N=f_2(V)$ и $\eta=f_3(V)$ называются характеристиками центробежного компрессора.

На рис. 3.27 приведена характеристика центробежного компрессора при $n=\text{const}$ и характеристика сети (кривая 1). При работе в данной сети параметрами компрессора являются $V_{ном}$, $N_{ном}$ и $\eta_{ном}$. При уменьшении сопротивления сети производительность компрессора возрастает. При отсутствии сопротивления сети (когда компрессор выбрасывает воздух в атмосферу) его производительность достигает максимального значения, т. е. V_{max} .

При работе центробежного компрессора на внешнюю сеть его параметры могут возрастать до критических значений: V_k и p_k (точка К). В случае работы компрессора при $V < V_k$ возникает явление помпажа, характеризующееся чередованием прекращения и возобновления подачи воздуха и сопровождающееся колебаниями компрессора и трубопроводов. Явление помпажа объясняется таким образом. При уменьшении производительности компрессора до V_k давление нагнетания достигает максимального значения. При дальнейшем снижении производительности ($V < V_k$) давление, создаваемое компрессором, падает до $p < p_k$. В этом случае компрессор прекращает нагнетание воздуха и даже возможно обратное его движение с линии нагнетания на линию всасыва-



Явление помпажа объясняется таким образом. При уменьшении производительности компрессора до V_k давление нагнетания достигает максимального значения. При дальнейшем снижении производительности ($V < V_k$) давление, создаваемое компрессором, падает до $p < p_k$. В этом случае компрессор прекращает нагнетание воздуха и даже возможно обратное его движение с линии нагнетания на линию всасыва-

Рис. 3.27. Характеристика центробежного компрессора

ния. Так как расход сжатого воздуха остается V , давление воздуха на линии нагнетания быстро падает и компрессор возобновляет нагнетание воздуха. Следовательно, в пневматической сети возникают пульсации расхода воздуха и давления, период которых зависит от емкости воздушной сети, а амплитуда от характеристики компрессора.

В СССР изготавливаются применяемые в горной промышленности центробежные компрессоры, данные о которых приведены ниже.

Компрессор	K250-61-1	K250-61-2
Объемная подача, м ³ /мин	250	250
Конечное абсолютное давление, МПа	0,9	0,9
Частота вращения, с ⁻¹	187,16	182,05
Потребляемая мощность, кВт	1575	1470
Редуктор	Р $\frac{1500}{3,74}$	Р $\frac{1500}{3,64}$
Электродвигатель:		
тип	СТМ-1500-2	СТМ-1500-2
номинальная мощность, кВт	1750	1750
частота вращения, с ⁻¹	50	50
напряжение, кВ	6	6

Продолжение

Компрессор	K350-62-1	K500-61-1	K500-61-2
Объемная подача, м ³ /мин	370	525	510
Конечное абсолютное давление, МПа	0,7	0,9	0,75
Частота вращения, с ⁻¹	144,17	127,67	124,25
Потребляемая мощность, кВт	1850	3000	2650
Редуктор	Р $\frac{2000}{2,87}$	Р $\frac{3000}{2,55}$	Р $\frac{2700}{2,48}$
Электродвигатель:			
тип	СТМ-2500-2	СТМ-3500-2	СТМ-3500-2
номинальная мощность, кВт	2500	3500	3500
частота вращения, с ⁻¹	50	50	50
напряжение, кВ	10	6	6

Корпуса этих компрессоров чугунные с горизонтальными и вертикальными разъемами. Заодно с корпусом компрессора отлиты корпуса подшипников, опирающиеся на чугунные фундаментные рамы. Ротор компрессора имеет шесть рабочих колес. Секции центробежного компрессора неохлаждаемые. Для охлаждения применяется один или два промежуточных холодильника, смонтированные в одном корпусе. В качестве привода в этих компрессорах использован синхронный двигатель, причем требуемая частота вращения вала достигается при помощи повышающего редуктора. Валы компрессора, редуктора и двигателя соединены зубчатыми муфтами.

По характеристикам центробежных компрессоров (рис. 3.28) выбирают тип компрессора по заданным производительности и давлению.

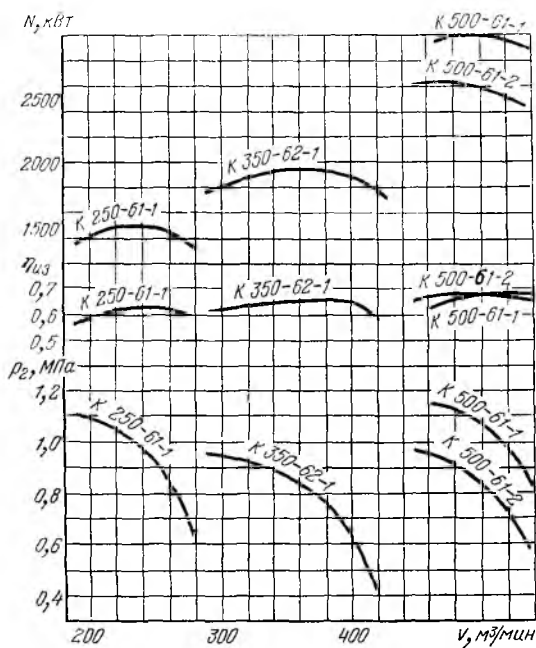
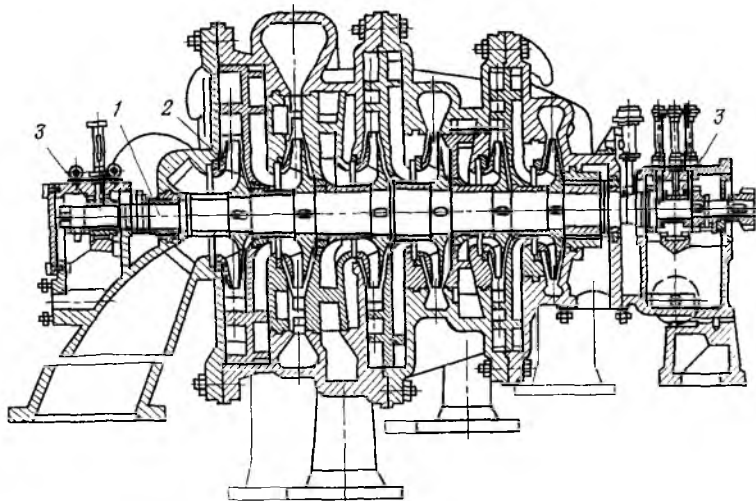


Рис. 3.28. Характеристика турбокомпрессоров:

К 250-61-1 и К 500-61-1 ($p_H=0.1$ МПа, $T_H=293$ К);
К 350-62-1 и К 500-61-2 ($p_H=0.1$ МПа, $T_H=293$ К)

Рис. 3.29. Турбокомпрессор К 500-61-1:

1 — вал; 2 — рабочее колесо; 3 — подшипники



Центробежный компрессор К500-61-1 имеет повышенную частоту вращения ротора ($127,67 \text{ с}^{-1}$), что дало возможность получить те же конечные давления при шести ступенях. Рабочие колеса объединены в три секции, по два колеса в каждой. В центробежном компрессоре К500-61-1 колеса двух последних секций имеют фрезерованные лопатки, представляющие собой единое целое с задним диском колеса. Конструкции подшипников центробежных компрессоров этих типов идентичны. Корпус компрессора К500-61-1 имеет три вертикальных и один горизонтальный разъемы, что позволяет упростить технологию изготовления корпуса. Машины рассматриваемого типа имеют два выносных промежуточных воздухоохладителя, однако компоновка и конструкция их у этих типов компрессоров различны. Воздухоохладители компрессоров К500-61-1 (рис. 3.29) размещены горизонтально под корпусом компрессора; такая компоновка уменьшает площадь, занимаемую агрегатом, и позволяет отвод и подвод воздуха к секциям сделать более плавным. Для облегчения разборки и уменьшения площади, необходимой для монтажа, трубный пучок выполняется из двух одинаковых частей, каждая из которых занимает половину длины воздухоохладителя; при разборке трубные пучки вынимаются вместе с боковыми крышками.

Также применяются центробежные компрессоры К250-61-1, К350-61-1, которые широко используются на карьерах и приисках. По данным завода эти компрессоры имеют изометрический к. п. д. 0,68 при оптимальном режиме работы ($V_k = 390 \text{ м}^3/\text{мин}$, $p_k = 0,7 \text{ МПа}$). Кроме того, отечественные компрессоры К350-61-1 на 10 т легче аналогичных конструкций иностранных машин.

Компрессор К350-62-1 имеет максимальный к. п. д. при конечном давлении 0,65—0,75 МПа, т. е. при том давлении, при котором обычно работают центробежные компрессоры.

В настоящее время применение центробежных компрессоров рационально на крупных рудничных компрессорных станциях, производительность которых превышает $500 \text{ м}^3/\text{мин}$. Следует отметить, что по мере освоения производства винтовых компрессоров, вероятно, область рационального применения центробежных компрессоров переместится в зону большей производительности.

3.5.5. Регулирование основных параметров работы центробежных компрессоров

Основные параметры (давление нагнетания и производительность) центробежных компрессоров регулируются с целью обеспечения их значений на определенном уровне.

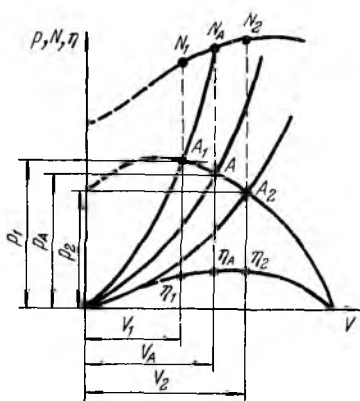


Рис. 3.30. Характеристика центробежного компрессора при регулировании дросселированием на нагнетании

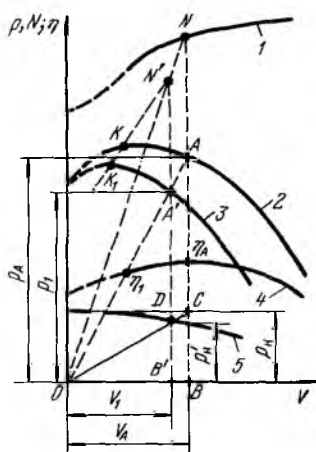


Рис. 3.31. Характеристика центробежного компрессора при регулировании дросселированием на всасывании

Причины, которые могут привести к изменению V и p , в основном зависят от работы системы нагнетания — увеличение расхода сжатого воздуха приводит к снижению давления и к необходимости повышения производительности компрессора. Процесс регулирования сводится к поддержанию в рудничной пневматической сети заданного давления или неизменным расхода. Основные параметры работы центробежных компрессоров регулируются способами, аналогичными способам при регулировании центробежных машин.

Регулирование дросселированием на линии нагнетания состоит в искусственном изменении характеристики сети — прикрывая дроссель или задвижку на линии нагнетания, повышают сопротивление сети, что приводит к росту давления нагнетания с p_A до p_1 и к уменьшению производительности с V_A до V_1 (рис. 3.30), при этом рабочая точка A перемещается по кривой в точку A_1 . Открывание дросселя на линии нагнетания приводит к снижению давления нагнетания с p_A до p_2 и соответствующему росту производительности до V_2 и мощности до N_2 . Такой вид регулирования наименее экономичный, так как расход энергии на преодоление гидравлических сопротивлений системы повышается на величину приращения напора, развиваемого компрессором. Имеющееся при этом снижение мощности, затрачиваемой компрессором, с N_A до N_1 не компенсирует долю энергии, затрачиваемую на дросселирование.

Регулирование дросселированием на линии всасывания — основной метод регулирования режима работы центробежных

компрессоров (рис. 3.31). Как известно из термодинамики, при дросселировании газа температура его остается постоянной и в случае сравнительно небольших перепадов давления в процессе дросселирования не меняется. Дросселирование приводит только к изменению давления воздуха на входе в компрессор, т. е. $R'=R$, $k'=k$, $T_n'=T_n$, где R , k и T_n — соответственно газовая постоянная, показатель адиабаты и начальная температура без дросселирования; R' , k' , T_n' — те же величины при дросселировании.

При постоянном объеме и температуре воздуха степень повышения давления также постоянна, следовательно,

$$\varepsilon_k = p_A/p_n = p_1/p_n', \quad (3.96)$$

где p_A и p_n — соответственно конечное и начальное давление воздуха без дросселирования; p_1 и p_n' — те же величины при дросселировании.

Отношение объемных производительностей центробежного компрессора, приведенных к атмосферным условиям при различных начальных давлениях и одинаковом объеме засасываемого воздуха.

$$V_1/V_A = p_n'/p_n, \quad (3.97)$$

где V_A — объемная производительность компрессора, приведенная к атмосферным условиям, при работе без дросселирования; V_1 — та же величина, но при дросселировании во всасывающем трубопроводе.

Мощность на валу компрессора (кривая I) прямо пропорциональна плотности воздуха, т. е. при постоянной начальной температуре имеем

$$N'/N = p_n'/p_n. \quad (3.98)$$

Для построения характеристик компрессора при дросселировании воспользуемся зависимостью абсолютного давления воздуха за дросселем (во впускном патрубке) от объема засасываемого компрессором воздуха какого-либо определенного положения дросселя по уравнению

$$p_n' = p_n - k_d V^2, \quad (3.99)$$

где k_d — коэффициент, зависящий от сопротивления дросселя в данном положении.

По уравнениям (3.96) — (3.99) можно определить производительность, давление и мощность центробежного компрессора для любого положения дросселирования:

$$V_1 = \frac{p_n'}{p_n} V_A; \quad p_1 = \frac{p_n'}{p_n} p_A; \quad N_{1i} = \frac{p_n'}{p_n} N_{iA},$$

где V_A , p_A , N_{iA} — соответственно производительность, давление и мощность i -й ступени для рабочей точки A (кривая 2)

без дросселирования; V_1 , p_1 , N_{11} — те же параметры при дросселировании (кривая 3) на линии всасывания.

При доведении дросселированием давления на линии всасывания до p_n' производительность, давление нагнетания, потребляемая мощность и к. п. д. (кривые 4, 5) изменяются соответственно до V_1 , p_1 , N' и η_1 .

Характеристики центробежного компрессора при дросселировании на всасывании получают графическим способом — в тех же координатных осях, где нанесены характеристики компрессора при нормальной работе, строится зависимость приведенного к атмосферным условиям $p_n = f(V)$ (кривая 3) давления воздуха за дросселем (по уравнению 3.99) от объемной производительности компрессора. В качестве примера рассмотрим определение нового положения точек характеристики компрессора для объема всасываемого воздуха V_1 . Из начала координат через точки C , A и N проводим прямые, а через точку пересечения прямой OC с кривой 5 — прямую $B'N'$, параллельную оси ординат.

Точки пересечения этой прямой с прямыми OA и ON определяют положение точек A' и N' , принадлежащих характеристикам компрессора при введенном дросселе.

Из подобия треугольников OCB и ODB' получаем соотношения

$$OB'/OB = DB'/CB, \text{ т. е. } V_A/V_1 = p_n'/p_n,$$

а из подобия треугольников OAB и $OA'B'$ следует

$$OB'/OB = A'B'/AB, \text{ т. е. } V_1/V_A = p_1/p_A,$$

из подобия треугольников ONB и $ON'B'$ будет

$$OB'/OB = N'B'/NB, \text{ т. е. } V_1/V_A = N'/N$$

или

$$p_n'/p_n = p_1/p_A = N'/N = V_1/V_A.$$

Регулирование основных параметров компрессора дросселированием на линии всасывания более экономично, чем дросселированием на линии нагнетания, особенно при больших степенях сжатия, так как экономия энергии составляет 6—8 %. Кроме этого, при дросселировании на линии всасывания уменьшается область неустойчивой работы компрессора (зона помпажа), что особенно важно с точки зрения обеспечения нормальной эксплуатации рудничной компрессорной станции при неравномерном потреблении воздуха рудничными приемниками.

Регулирование закручиванием потока на линии всасывания основано на том, что напор, развиваемый центробежным ком-

прессором, зависит от окружающих скоростей воздуха на входе в компрессор, т. е. согласно уравнению Л. Эйлера (1.21)

$$H = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2 - v_1 u_1 \cos \alpha_1}{g}$$

Однако лопатки рабочего колеса центробежного компрессора профилируются таким образом, что второй член числителя $v_1 u_1 \cos \alpha_1 = 0$.

При регулировании основных параметров компрессора закручиванием потока воздуха искусственно создают положительную составляющую окружной скорости воздуха при входе в рабочее колесо, что уменьшает конечное давление компрессора и снижает производительность.

Закручивание потока приводит к изменению конечного давления, производительности и потребляемой мощности до p_1 , V_1 и N_1 .

Закручивание происходит в устанавливаемых перед входом в рабочее колесо специальных лопаточных аппаратах, которые позволяют изменять степень закручивания. Такой способ регулирования дает экономию удельной энергии до 20 %. Следует отметить, что размещение регулируемого аппарата приводит к увеличению потерь энергии на гидравлическое сопротивление.

Регулирование изменением положения лопаток в диффузоре основано на том, что, согласно уравнению Бернулли (1.21), повышение скоростного напора в воздушном потоке приводит к уменьшению статического напора и, следовательно, развиваемого компрессором давления. Скоростной напор возрастает за счет повышения окружной скорости воздуха u_2 . С этой целью изменяют наклон лопаток в диффузоре таким образом, чтобы добиться уменьшения углов α_3 (угол наклона лопатки в диффузоре).

Анализ характеристик $p=f(V)$ и $\eta_{\text{пол}}=f(V)$ показывает, что уменьшение угла α_3 при одной и той же производительности V приводит к изменению напора H и η_n , при постоянном же значении p_k наблюдается значительное уменьшение производительности [1].

При таком способе регулирования также можно добиться уменьшения зоны возникновения помпажа за счет сохранения конечного давления, что делает этот способ очень перспективным. Удельная энергия при регулировании изменением положения лопаток по сравнению с регулированием закручиванием на всасывании при уменьшении производительности на величину $V=(0,9 \div 0,63) V_A$ увеличивается на 5—15 %. В этом случае отмечается уменьшение гидравлического к. п. д. как следствие возрастания гидравлических потерь в компрессоре (см. рис. 1.18).

Регулирование основных параметров компрессора изменением частоты вращения основано на законе пропорциональности [см. формулы (1.9)—(1.11)], который характеризуется следующим соотношением

$$\begin{aligned} V_A &= \frac{n_A}{n_1} V_1; \\ \lg \varepsilon_A &= \left(\frac{n_A}{n_1} \right) \lg \varepsilon_1; \\ N_{iA} &= \left(\frac{n_A}{n_1} \right)^3 N_{i1}, \end{aligned}$$

где $\varepsilon_A = p_{AK}/p_{AH}$ и $\varepsilon_1 = p_{1K}/p_{1H}$ — отношения давлений; N_i — внутренняя мощность, т. е. мощность, затрачиваемая непосредственно на сжатие и перемещение воздуха в компрессоре (см. рис. 1.18).

Такой способ регулирования наиболее экономичен, так как затрачиваемая мощность N_i уменьшается пропорционально третьей степени частоты вращения. При осуществлении такого способа регулирования и достижении $V = 0,6 V_A$ уменьшение удельной энергии доходит до 30 %.

По сравнению с регулированием закручиванием потока на всасывании экономия удельной энергии в пределах $V = (0,6 \div 0,9) V_A$ составляет от 12 до 27 %.

3.6. ВОЗДУХОПРОВОДНЫЕ СЕТИ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Воздухопроводные сети компрессорных станций состоят из ряда элементов. Ответвления труб, к которым подключаются потребители, называются концевыми элементами, места разветвлений — узлами, элементы трубопроводов между узлами — магистральными (участковая, главная и т. д.). Каждый элемент обычно имеет постоянный диаметр трубы (см. рис. 1.9).

Горные предприятия, как правило, оснащены сложными воздухопроводами с большим числом различных потребителей.

При расчете рудничных воздухопроводов учитываются обеспечение работы всех потребителей пневмоэнергией при давлении сжатого воздуха не менее заданного (0,6 МПа) с соответствующим этому давлению расходом сжатого воздуха (Q) и выбором диаметров воздухопроводов из условий минимальных затрат.

Первая задача может быть решена при условии известной характеристики потребителей сжатого воздуха, вторая при непосредственном определении суммы капитальных и эксплуата-

ционных расходов для расчетного элемента трубопроводов (что выполняется только для крупных магистралей), или при использовании косвенного критерия экономичности. Обычно пользуются наиболее выгодной скоростью движения сжатого воздуха (4—8 м/с).

3.6.1. Потери энергии при транспортировании воздуха

Передача пневматической энергии от компрессорной станции до потребителей неизбежно сопровождается количественными потерями, которые обусловлены несколькими факторами: диаметром труб, числом и типом соединений, давлением сжатого воздуха.

Существуют два способа для определения утечек при проектировании компрессорных станций: в функции длины трубопровода и в процентах от полезного расхода сжатого воздуха.

Функциональная зависимость утечки от различных факторов, например для фланцевых соединений, может быть выражена таким образом:

$$\Delta V_{\text{ут}} = f(n; A_{\text{пр}}; F_{\text{н}}; d; p),$$

где $\Delta V_{\text{ут}}$ — утечки воздуха через неплотности; n — число соединений; $A_{\text{пр}}$ — материал прокладки; $F_{\text{н}}$ — сила натяжения соединительных болтов; d — диаметр воздухопроводов; p — давление сжатого воздуха.

Аналитическое выражение этой функции весьма затруднительно, так как математически остаются неучтенными такие факторы, как качество соединяемых поверхностей, равномерность толщины прокладки, наличие перекосов и др.

Обобщая опытные данные, Г. Петер рекомендует рассчитывать утечки на 1 км воздухопроводов по следующим формулам:

для воздухопроводов с фланцевыми соединениями

$$\Delta V_{\text{у. ф}} = 0,062dp^{1/3},$$

где $\Delta V_{\text{у. ф}}$ — утечки свободного воздуха (м³/ч) на 1 км; d — внешний диаметр трубы, мм; p — давление сжатого воздуха в сети, Па;

для воздухопроводов с муфтовыми соединениями

$$\Delta V_{\text{у. м}} = 0,496dp^{1/3}.$$

При соединении стыков труб сваркой утечки через неплотности теоретически равны нулю. При сварных соединениях возможны утечки, которые, однако, не поддаются математическому описанию.

Если учесть, что в рудниках имеется большое число и разнообразие типов соединений труб, то можно написать лишь

общую формулу для определения количества утечек воздуха для данной сети по проф. С. С. Смородину

$$\Delta V_{\text{ут}} = c p^{1/3}. \quad (3.100)$$

На основании обобщения большого экспериментального материала по шахтам Донбасса профессора А. А. Мурзин и Ю. А. Цейтлин рекомендуют определять утечки по эмпирической формуле

$$\Delta V_{\text{ут}} = k L p_{\text{ср}}, \quad (3.101)$$

где k — коэффициент, зависящий от материала прокладок, длины и диаметра трубопровода, числа арматуры на участке и др.; L — длина участка трубопровода; $p_{\text{ср}}$ — среднее избыточное давление воздуха в трубопроводе.

Согласно работам С. С. Смородина, коэффициент утечек можно выразить через общий расход таким образом:

$$V_{\text{общ}} = V + V_{\text{ут}} = \left(1 + \frac{V_{\text{ут}}}{V}\right) V = k_{\text{ут}} V. \quad (3.102)$$

С учетом существующих нормативов суммарные утечки при давлении 0,5 МПа допускаются не более 20 % полезного расхода. Отсюда, воспользовавшись уравнением (3.100), можем получить следующее выражение для коэффициента утечек:

$$k_{\text{ут}} = 1 + \frac{0,2 p_{\text{пр}}^{1,3}}{0,5^{1,3}}, \quad (3.103)$$

где $p_{\text{пр}}$ — давление у приемника, МПа.

При этом утечки воздуха по длине трубопровода должны быть рассчитаны в функции их длины. Тогда общий расход воздуха в сети

$$V_{\text{общ}} = k_{\text{ут}} V + \sum_{i=1}^{i=n} a_i d_i p_i^{1,3} L_i, \quad (3.104)$$

где a_i — коэффициент, характеризующий тип соединения труб; d_i — внешний диаметр элемента трубопровода, м; p_i — давление сжатого воздуха, МПа; L_i — длина участка трубопровода постоянного диаметра с данным типом соединения труб, м.

Если известны производительность компрессорной станции и утечки сжатого воздуха в трубопроводе за определенный отрезок времени, то потери энергии можно характеризовать объемным к. п. д. сети

$$\eta_1 = \frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{к.с}}} = \frac{V_{\text{к.с}} - \Delta V}{V_{\text{к.с}}} = 1 - \frac{\Delta V}{V_{\text{к.с}}}, \quad (3.105)$$

где $V_{\text{п}}$ — количество сжатого воздуха, расходуемого в пунктах потребления; $V_{\text{к.с}}$ — производительность компрессорной станции; ΔV — утечки сжатого воздуха в сети.

3.6.2. Влияние охлаждения сжатого воздуха и падения давления в сети на потери энергии

При движении по трубопроводу сжатого воздуха осуществляется также снижение его работоспособности, под которой понимают работу, которую сжатый воздух может совершать в идеальном двигателе с полным расширением без теплообмена и без подвода энергии извне. Эта величина может быть рассчитана по формуле работы пневмодвигателя при адиабатном процессе сжатия

$$L_{\tau} = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} GRT \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (3.106)$$

Потери работоспособности (к. п. д.) воздуха при транспортировании его по трубопроводу [14],

$$\eta_{12} = \frac{L_{\tau, \kappa}}{L_{\tau, \Pi}} = \frac{T_{\kappa} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{\kappa}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{T_{\Pi} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{\Pi}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (3.107)$$

где $L_{\tau, \kappa}$, T_{κ} и p_{κ} — соответственно работоспособность, температура и давление сжатого воздуха в конце трубопровода; $L_{\tau, \Pi}$, T_{Π} и p_{Π} — те же величины для начала трубопровода.

Следовательно, уменьшение работоспособности зависит от изменений температуры и давления воздуха в пневмосети.

Температура сжатого воздуха после компрессора превышает температуру атмосферного воздуха на 10—140 К. При движении сжатого воздуха по трубопроводам температура снижается за счет теплообмена через стенки воздухопроводов, а при большой протяженности последних становится равной температуре окружающей среды. Охлаждение сжатого воздуха в сети приводит к снижению давления, а следовательно, и к снижению работоспособности воздуха.

Для изучения влияния изменения давления сжатого воздуха и охлаждения его в трубопроводе воспользуемся методикой профессоров В. А. Мурзина и Ю. А. Цейтлина.

Если примем уравнение движения газового потока (для бесконечно малого участка трубопровода), предполагая, что потери за счет сопротивлений отсутствуют, техническая работа равна нулю и $d(pv) = p dv + v dp$, то в этом случае

$$d \left(\frac{w^2}{2} \right) + v dp = 0,$$

а также, учитывая, что

$$\omega = \frac{Gv}{60F}, \quad (3.108)$$

где ω — скорость воздуха в трубопроводе, м/с; G — массовый расход воздуха в трубопроводе, кг/мин; v — удельный объем воздуха, м³/кг; F — площадь сечения трубопровода, м², будем иметь

$$\frac{G^2}{3600F^2} v dv + v dp = 0.$$

Решая это уравнение, имеем

$$p_k - p_n = \frac{G^2}{3600F^2} (v_k - v_n) = \frac{\omega_k^2}{v_k} - \frac{\omega_n^2}{v_n} = 2 \left(\frac{\omega_k^2}{2} \rho_k - \frac{\omega_n^2}{2} \rho_n \right), \quad (3.109)$$

где p_n , v_n , ω_n и ρ_n — соответственно давление, удельный объем, скорость и плотность воздуха в начале трубопровода; p_k , v_k , ω_k , ρ_k — те же величины для конца трубопровода.

Правая часть выражения (3.109) представляет собой разность удельных кинетических энергий потока воздуха в конце и начале трубопровода, т. е. изменение давления воздуха при охлаждении его в трубопроводе определяется изменением кинетической энергии потока.

При скорости транспортирования сжатого воздуха 5—10 м/с величина кинетической энергии по сравнению с энергией давления очень мала, поэтому охлаждение сжатого воздуха практически не вызывает изменения давления, а следовательно, изменения работоспособности воздуха. Следствием снижения работоспособности сжатого воздуха в сети является также потеря давления за счет аэродинамического сопротивления трубопровода. Потери давления при движении воздуха по пневматической сети вызываются местными сопротивлениями и сопротивлением по длине трубопровода. При нормальной эксплуатации рудничной пневматической сети основные потери составляют потери давления по длине трубопровода. Для определения этих потерь воспользуемся уравнением движения воздушного потока, считая техническую работу в потоке равной нулю и пренебрегая изменением кинетической энергии для бесконечно малого участка трубопровода,

$$v dp + dl_{тр} = 0. \quad (3.110)$$

Работа сил трения определяется по формуле Дарси—Вейсбаха

$$dl_{тр} = \lambda \frac{1}{D} \frac{\omega^2}{2} dx,$$

где λ — коэффициент сопротивления по длине потока; D — диаметр трубопровода, м; dx — длина рассматриваемого участка трубопровода, м;

или

$$-dp = \lambda \frac{1}{Dv} \frac{w^2}{2} dx.$$

Учитывая (3.108),

$$-dp = \lambda \frac{1}{D} \frac{G^2 v}{2 \cdot 60^2 F^2} dx.$$

Выражая удельный объем через температуру и давление воздуха, имеем

$$-p dp = \lambda \frac{G^2 R}{2 \cdot 60^2 D E^2} T dx.$$

После интегрирования этого уравнения получаем

$$\frac{p_n^2 - p_k^2}{2} = \lambda \frac{16 G^2 R}{2 \cdot 60^2 \pi^2 D^5} \int_0^L T dx = \lambda \frac{8 G^2 R}{3600 \pi^2 D^5} T_{cp} L, \quad (3.111)$$

где T_{cp} — средняя температура воздуха на рассматриваемом участке трубопровода,

$$T_{cp} = \frac{1}{L} \int_0^L T dx.$$

Среднюю температуру воздуха для практических расчетов определяют приближенно как среднюю арифметическую температуру воздуха в начале и конце участка.

$$T_{cp} = \frac{T_n + T_k}{2}.$$

Из выражения (3.111) определяется давление p_k (Па) воздуха в конце трубопровода.

$$p_k = \sqrt{p_n^2 - \frac{\lambda G^2 R T_{cp}}{225 \pi^2 D^5} L}. \quad (3.112)$$

Потеря давления Δp (Па) на конкретном участке трубопровода

$$\Delta p = p_n - p_k = p_n - \sqrt{p_n^2 - \frac{\lambda G^2 R T_{cp}}{225 \pi^2 D^5} L}. \quad (3.113)$$

Для практических расчетов можно вывести более простую формулу из уравнения (3.111), если воспользоваться выражением

$$\frac{p_n^2 - p_k^2}{2} = (p_n - p_k) \frac{p_n + p_k}{2} = \Delta p p_{cp},$$

то

$$\Delta p = \frac{\lambda G^2 R T_{cp} L}{450 \pi^2 D^5 \rho_{cp}}. \quad (3.114)$$

Выражением (3.114) пользуются для определения диаметра трубопровода по заданной потере давления.

Коэффициент сопротивления при течении воздуха по трубопроводу определяется характером течения и шероховатостью внутренней поверхности труб, т. е. в общем виде

$$\lambda = f \left(Re; \frac{L}{k_s} \right),$$

где Re — число Рейнольдса, определяющее характер течения воздуха; k_s — абсолютная эквивалентная шероховатость стенок труб.

Для практических расчетов коэффициент гидравлических сопротивлений можно определить по формуле Ф. А. Шевелева

$$\lambda = 0,021/D^{0,3}.$$

Потери давления по длине трубопровода составляют основную часть общих потерь давления, потери же давления за счет местных сопротивлений сравнительно небольшие и их учитывают, увеличивая при расчете фактическую длину трубопровода на эквивалентную длину местных сопротивлений.

3.6.3. Общий к. п. д. пневмосети

Утечки энергии вследствие утечек и снижения работоспособности сжатого воздуха при передаче его по воздухопроводу определяются общим к. п. д. пневмосети

$$\eta_c = \eta_1 \eta_2 = \left(1 - \frac{\Delta V}{V_{kc}} \right) \frac{T_k}{T_n} \frac{\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (3.115)$$

При нормальном состоянии сети общий к. п. д. пневмосети составляет 0,4—0,5, причем около 30 % энергии теряется за счет охлаждения воздуха после компрессора.

3.6.4. Конденсация влаги и масла по длине трубопровода сжатого воздуха

Если непосредственно за компрессором установлены рабочие машины или устройства, использующие сжатый воздух, то исключается необходимость отделения воды от воздуха. Если же воздух подается в воздухохранилище и в длинный трубопровод, то он при этом охлаждается и выделяются вода и масло.

При работе компрессора весной и осенью в период повышенной влажности к потребителям сжатого воздуха по трубопроводам натекает много воды, особенно после остановок. Вода вызывает ржавление машин, смывает слой масла с трущихся поверхностей, что приводит к более быстрому износу машин и к увеличению расхода сжатого воздуха. Замерзание воды в трубопроводах, особенно при длительных перерывах в работе компрессора, может привести к разрыву труб.

Правильный монтаж трубопроводов может значительно уменьшить выделение воды и масла в трубах. Горизонтальные части трубопровода должны иметь уклон от 1:100 до 1:200 по направлению потока воздуха. В самом низком месте трубопровода на расстоянии 30 м друг от друга на трубах должны быть установлены трубки с краном или вентилем для отвода воды.

Влажность воздуха можно также снизить абсорбцией различными растворами и гигроскопическими твердыми материалами; внешним и внутренним охлаждением воздуха ниже точки росы. Для промышленной сушки воздуха обычно применяют в качестве абсорбентов следующие растворы: хлорида кальция в воде концентрацией 35—40 %; хлорида лития; хлорида цинка.

Для сушки воздуха используют гигроскопические хлорид кальция и коллоидный силикагель.

Внешнее охлаждение воздуха ниже точки росы — вымораживание влаги. Такая сушка воздуха из-за большого расхода электроэнергии применяется только там, где охлаждение воздуха технологически необходимо.

Выбор средств осушения должен определяться не только расчетной массой продуктов конденсации, но и технологическими условиями. Например, в районах многолетнемерзлых грунтов температурный режим пород в процессе их проходки можно сохранить с помощью холодильных машин и использования естественного холода.

Внутреннее охлаждение воздуха ниже точки — охлаждение воздуха расширением. Сжатием воздуха до более высокого давления, чем требуется условиями эксплуатации, охлаждением и его расширением влажность уменьшается во столько раз, во сколько конечное давление больше рабочего (при равных температурах). При расширении воздуха его температура снижается до достижения требуемого рабочего давления в расширительных машинах-детандерах, при этом происходит дальнейшее отделение воды. Для уменьшения необходимого перепада давления при расширении целесообразно подавать насыщенный влагой воздух. Температура воздуха (при полном отделении внешней влаги) повышается, в результате чего относительная влажность отходящего из детандера воздуха уменьшается.

3.6.5. Вспомогательное оборудование компрессорной станции

Вспомогательное оборудование компрессорной станции предназначено для обеспечения надежной и бесперебойной работы компрессоров, подачи потребителям сжатого воздуха необходимых давления, температуры, чистоты и влажности.

К вспомогательному оборудованию компрессорной станции относятся: фильтркамеры и фильтры, предназначенные для очистки всасываемого воздуха от механических примесей и влаги; конечные охладители и холодильники, служащие для охлаждения нагнетаемого воздуха; маслоотделители и масловодоотделители, предназначенные для очистки нагнетаемого воздуха от масла и воды; воздухохранилища, предназначенные для создания необходимого запаса сжатого воздуха и поддержания сглаживания колебаний давления воздуха; предохранительные и обратные клапаны, служащие для предотвращения аварий, могущих возникнуть из-за повышения давления в какой-либо части пневматической установки; оборудование и коммуникация и система водоснабжения.

Фильтркамера представляет собой железобетонную пылеулавливающую камеру с жалюзи, внутри которой установлены фильтры. Такая конструкция устройства обеспечивает эффективную очистку воздуха, так как, проходя через фильтркамеру, крупные частицы задерживаются фильтрами. Для предотвращения захватывания воздухом осевшей на стенках и дне камеры пыли камеру заполняют проточной водой. Уровень воды поддерживается переливной трубкой.

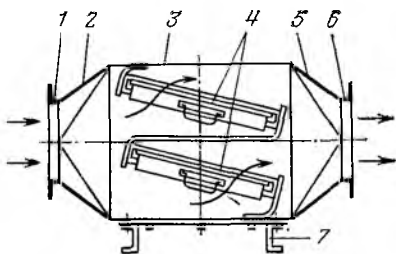
Фильтры, применяемые на компрессорных станциях для средней и тонкой очистки всасываемого воздуха, подразделяют на масляные металлические (рис. 3.32) и матерчатые. Масляные фильтры должны удовлетворять следующим требованиям: очищать воздух при больших скоростях всасывания (0,5—0,9 м/с); сопротивление движению воздуха не должно превышать 200—250 Па; конструкции их должны облегчать промывку и замену фильтрующих элементов, обеспечивать осаждение пыли на фильтрующих поверхностях и надежное отделение влаги от воздуха, находящегося в нем в виде капель, быть простыми в изготовлении, компактными, а также безопасными в пожарном отношении.

Фильтры устанавливают внутри компрессорной станции или вне ее здания.

Для тонкой очистки всасываемого воздуха и улавливания пыли, имеющей диаметр частиц не более 2 мм, применяют металлические ячейковые масляные фильтры конструкции Е. В. Рекк. Фильтры изготавливают двух моделей — большой и малой с одинаковыми размерами ячеек.

Рис. 3.32. Масляный металлический фильтр с двумя ячейками:

1 — патрубок входа воздуха; 2 — верхний переходной патрубок; 3 — корпус фильтра; 4 — ячейки; 5 — нижний переходной патрубок; 6 — патрубок выхода воздуха; 7 — станина фильтра



Для смазки фильтрующей набивки (кассет) масляных фильтров применяют висциновое масло, состоящее из 60 % масла индустриального И-12А и 40 % солярового масла.

Конечные охладители сжатого воздуха. Сжатие воздуха в компрессоре сопровождается повышением температуры до 410—440 К и значительным выделением тепла.

Чтобы снизить конечную температуру сжатого воздуха, выходящего из последней ступени компрессора, и удалить из воздуха масло и воду, прежде чем он поступит в воздухоотборник или трубопровод внешней сети, воздух направляется через установленный в помещении компрессорной станции конечный охладитель. В компрессорных станциях низкого давления с компрессорами производительностью до 100 м³/мин устанавливают горизонтальные двухсекционные конечные кожухотрубные охладители.

Горизонтальные двухсекционные конечные кожухотрубные охладители крайне просты по конструкции. Как в верхнем, так и в нижнем корпусах охладителя установлены секции труб, по которым протекает холодная вода, предназначенная для охлаждения сжатого горячего воздуха, выходящего из последней ступени компрессора и поступающего в межтрубное пространство верхнего и нижнего корпусов охладителя.

Охлажденный воздух выходит через нижний боковой патрубок. Холодная вода подается к штуцеру, расположенному в нижнем корпусе, а теплая вода выходит из охладителя через штуцер в верхнем корпусе. Спуск конденсата из охладителя осуществляется через продувочный вентиль в нижней части опорной колонки.

Если площадь машинного зала компрессорной станции небольшая, то устанавливают конечные охладители сжатого воздуха со встроенными в них маслораспределителями.

В компрессорных установках низкого давления широко применяют кожухотрубные охладители, которые по своей конструкции могут быть использованы как промежуточные охладители воздуха после каждой ступени сжатия, и как конечные охладители воздуха.

Маслоотделители и масловодоотделители, устанавливаемые между компрессором и воздухохоборником, служат для очистки от воды и масла сжатого воздуха, поступающего из компрессора в воздухохоборник.

Широкое применение на компрессорных установках получили пластинчатые масловодоотделители. Каждый элемент масловодоотделителя состоит из сплошного зигзагообразно-изогнутого листа и листа с отверстиями, изогнутого в меньшей степени. Сжатый воздух, попав в пластинчатый масловодоотделитель, проходит через просверленные в листе отверстия и резко изменяет направление движения. Вода и масло оседают на поверхности листов и стекают в нижнюю часть камеры.

Кроме рассмотренных выше, для очистки сжатого воздуха от масла и воды применяют три типа масловодоотделителей:

1. На компрессорных установках производительностью менее $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ — масловодоотделители, работающие по принципу динамического удара струи сжатого воздуха об отбойный щит или металлическую сетку при одновременном изменении направления потока воздуха;

2. На компрессорных установках производительностью более $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ — масловодоотделитель с пористой массой;

3. На компрессорных установках производительностью 40— $100 \text{ м}^3/\text{мин}$ — масловодоотделители центробежного типа.

Воздухохоборник представляет собой сварной сосуд цилиндрической формы объемом 2—20 м^3 , работающий под давлением. Воздухохоборник предназначается для смягчения толчков сжатого воздуха, возникающих вследствие прерывистого характера подачи его поршневыми компрессорами; обеспечения постоянного давления в сети для равномерного режима работы механизмов, машин и пневматического инструмента; создания некоторого запаса сжатого воздуха; улавливания воды и масла из сжатого воздуха, нагнетаемого компрессором в воздухохоборник.

Объем воздухохоборника определяют в зависимости от расхода предприятием сжатого воздуха. Воздухохоборники изготовляют только в заводских условиях. Сварочные работы должны выполнять дипломированные сварщики, швы воздухохоборника должны сваривать только качественными электродами. Воздухохоборник должен поставляться с паспортом с указанием марки стали, из которой он изготовлен, заключением о сварочных швах и протоколом испытаний.

Воздухохоборник устанавливается на отдельных фундаментах на расстоянии 5—10 м от здания компрессорной станции, с северной его стороны. Для предотвращения нагревания лучами солнца воздухохоборники окрашивают в белый цвет. Для обеспечения лучшей сепарации масла в воздухохоборнике, попавшего в него из компрессора, а также удаления образовавшейся

в нем влаги вследствие охлаждения воздуха, поступившего также из компрессора, воздухохранилища устанавливают в вертикальном положении.

Сжатый воздух подводится из компрессора в воздухохранилище через изогнутую трубу. Внутри воздухохранилища рекомендуется устанавливать перегородки или отбойные щитки для изменения направления движения сжатого воздуха, поступающего из компрессора. Это улучшает сепарацию влаги и масла, устраняет возникновение воздушных мешков, способствующих образованию воспламеняющейся взрывчатой смеси. Зимой влагу и масло периодически удаляют через дренажную трубку, установленную в днище воздухохранилища.

Объем воздухохранилища определяют в зависимости от степени потребления сжатого воздуха потребителями.

1. Если расход сжатого воздуха постоянен, или сеть, потребляемая воздух, имеет большую емкость и может служить аккумулятором нагрузки, объем (м^3) воздухохранилища определяют по формуле акад. АН СССР А. П. Германа:

$$V_{\text{сб}} = \frac{V_{\text{к}} k}{n} \frac{p_{\text{ср}}}{p_{\text{max}} - p_{\text{min}}},$$

где $V_{\text{к}}$ — объемная производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{мин}$; n — частота вращения вала компрессора, мин^{-1} ; p_{max} , p_{min} — соответственно максимальное и минимальное давление сжатого воздуха в воздухохранилище, МПа; $p_{\text{ср}}$ — среднее давление сжатого воздуха в воздухохранилище, МПа; k — коэффициент запаса.

2. Если расход сжатого воздуха в сети переменен и не совпадает с подачей установленного компрессора и регулятор работает, то, переключая компрессор на холостой ход или отключая его от сети, объем (м^3) воздухохранилища можно определить по формуле чл.-кор. АН СССР А. С. Ильичева

$$V_{\text{сб}} = \frac{0,25 V_{\text{ч}} p_{\text{a}}}{i \Delta p} \frac{T_2}{T_1},$$

где $V_{\text{ч}}$ — производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{ч}$; i — число включений в 1 ч; p_{a} — атмосферное давление воздуха, МПа; Δp — разность между максимальным и минимальным давлением сжатого воздуха в воздухохранилище, МПа; T_1 и T_2 — абсолютная температура соответственно всасываемого и сжатого воздуха, К.

3. Если наблюдается значительное несоответствие между фактическим расходом сжатого воздуха и производительностью компрессора в период максимальной нагрузки, когда воздухохранилище должен быть аккумулятором пневматической энергии и своим объемом компенсировать недостающую производительность компрессора. При таких условиях работы объем (м^3) воз-

духосборника определяют по формуле чл.-кор. АН СССР А. И. Ильичева:

$$V_{сб} = \frac{V_p p_a}{\Delta p} \frac{T_2}{T_1},$$

где V_p — расход сжатого воздуха, потребляемый за счет воздухоборника. Определяется из графика нагрузки компрессорной станции.

4. Необходимый объем (m^3) воздухоборника с достаточной точностью может быть определен по эмпирической формуле

$$V_{сб} = 1,6 \sqrt{V_k},$$

где V_k — максимальная производительность сжатого воздуха компрессорами, $m^3/мин$.

Предохранительные клапаны (рис. 3.33) могут быть грузового и пружинного типов, причем в зависимости от соотношения высоты подъема клапана h и диаметра его седла d различают неполно- ($h/d \leq 0,2$) и полноподъемные ($h/d \geq 0,4$) клапаны.

По действующим в настоящее время правилам необходимо

после каждой ступени и на воздухоборнике устанавливать полноподъемные предохранительные клапаны. Клапан такого типа состоит из корпуса 7, стальной втулки 6, являющейся седлом клапана, запорного органа 5, пружины 1, нажимной втулки 4, шпинделя 2 и рукоятки 3. Направление движения запорного органа обеспечивается крестовиной, скользящей по цилиндрической части втулки. Рукоятка 3 позволяет ручную проверять и продувать клапан. Описанный клапан относится к виду открытых, так как воздух выходит в атмосферу через окна в верхней части корпуса. Если выпускаемый сжатый воздух отводится из корпуса клапана по специальному трубопроводу, то клапан называется закрытым.

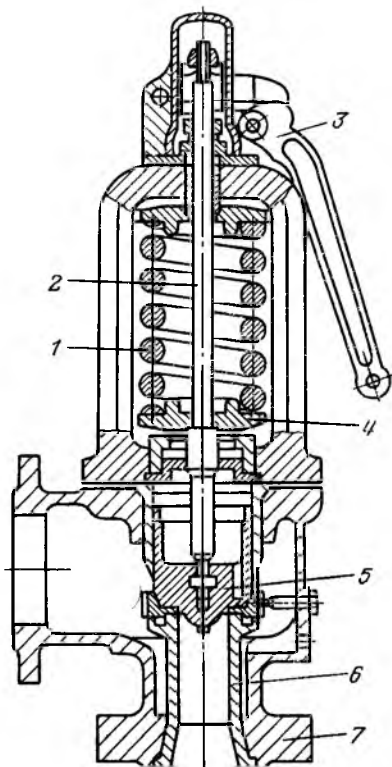


Рис. 3.33. Предохранительный клапан

Проходное значение (см^2) предохранительного клапана

$$f = \frac{G_q \sqrt{T}}{11\,830p},$$

где G_q — массовая производительность компрессора, кг/ч; T — абсолютная температура воздуха, К; p — абсолютное давление воздуха перед клапаном, МПа.

Клапан регулируется на давление, не превышающее рабочее более чем на 10 %. Каждый компрессорный агрегат подключается на общую сеть с помощью задвижки. Для устранения обратного тока воздуха из сети в случае остановки компрессора между воздухохранилищем и задвижкой устанавливается обратный клапан. Обычно на рудничных компрессорных станциях предусматривается обратный клапан такого же типа, как и на водоотливных установках. Более рационально в качестве обратных клапанов применять устройства, аналогичные нагнетательным клапанам поршневого компрессора с соответствующей площадью проходного сечения.

Оборудование и коммуникация компрессорной станции состоят из воздухопроводов, соединяющих цилиндры и аппараты, и водовода, обеспечивающего водой цилиндры и холодильники. В последнее время с целью уменьшения затрат на сооружение компрессорные станции средней производительности часто выполняют бесподвальными, что упрощает и укорачивает межступенчатые воздушные коммуникации. Роль соединительных трубопроводов между ступенями выполняют холодильники, расположенные в основном над цилиндрами. Каналы воздушных и водяных коммуникаций бесподвальных компрессорных станций размещают по одну сторону электродвигателя с тем, чтобы они не пересекались с кабельными каналами, расположенными по другую сторону.

Система водоснабжения компрессорных установок (рис. 3.34) в основном предназначена для подачи охлаждающей воды в систему охлаждения — промежуточные 2 и конечные 1 охладители и компрессоры 3. Система водоснабжения может быть прямоточной и циркуляционной. В высокогорных районах рудников и карьеров применяют прямоточную систему водоснабжения, где вода из источника водоснабжения (от таяния снегов) подается в систему охлаждения, откуда выпускается в канализацию.

При циркуляционной системе водоснабжения вода через приемный клапан 9 из сборника охлаждающей воды 7 используется многократно. В этом случае система водоснабжения состоит из насосной станции — насосов 5 и обратных клапанов 4. Теплая вода, поступающая от охладителей и компрессора, рас-

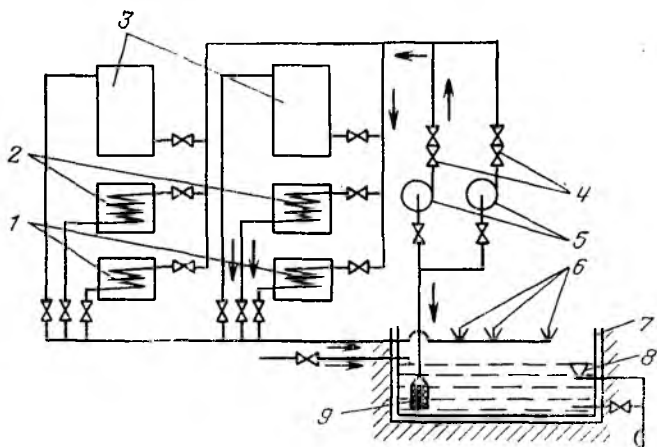


Рис. 3.34. Схема циркуляционного водоснабжения:

1 и 2 — соответственно конечные и промежуточные охладители; 3 — компрессоры; 4 — обратные клапаны; 5 — насосы циркуляционной воды; 6 — разбрызгивающие сопла; 7 — сборник охлажденной воды; 8 — сливная воронка; 9 — приемный клапан

сеивается с помощью разбрызгивающих сопел 6. При превышении уровня охлаждающей воды в сборнике часть ее сливается через воронку 8.

Вода, применяемая в системах охлаждения компрессорных установок, не должна содержать большого количества химических и механических примесей (не более 25 мг/л). Наличие в воде большого количества солей кальция и магния приводит к отложению слоя накипи на охлаждаемых поверхностях и к значительному ухудшению работы охлаждающей системы агрегата.

Если жесткость воды из источника водоснабжения превышает допустимые нормы, то в системе необходимо предусмотреть фильтры и отстойники для улучшения ее качества. Кроме того, улучшение качества воды может достигаться химической или электромагнитной ее обработкой [14].

В качестве устройств для охлаждения воды на рудничных компрессорных станциях в основном применяют брызгальные бассейны и градирни различных типов, в которых вода охлаждается вследствие испарения некоторого ее количества и за счет непосредственного теплообмена с более холодным воздухом.

Наибольшее применение в охлаждающих системах рудничных компрессорных станций получили башенные и вентиляторные градирни.

Градирня башенного типа состоит из трех частей: резервуара охлаждающей воды, оросительного устройства с решетником для разбрызгивания воды и вытяжной башни.

В градирнях этого типа воздух циркулирует за счет естественной тяги, поэтому для обеспечения достаточного эффекта охлаждения высота градирни должна быть значительной (15—20 м), в связи с чем повышаются капитальные затраты на ее сооружение.

Охлаждающая вода скапливается в бассейне, откуда насосы подают ее в воздухо- и маслоохладители компрессорных установок.

3.7. ПОТРЕБИТЕЛИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

3.7.1. Типы потребителей пневматической энергии

В настоящее время для рудников, применяющих пневматическую энергию, разработано большое число машин и механизмов для механизации очистных и подготовительных работ, бурения, транспортирования руды по откаточным выработкам, пневмозакладки, водоотлива, вентиляции и других процессов.

На рудниках пневматическая энергия применяется для бурильных молотков, перфораторов, буровых кареток и буровых станков, а также для погрузочных машин и кондиционирования воздуха.

Пневмоприводом называют систему, приводящую в движение исполнительный механизм с помощью энергии сжатого воздуха. Основным элемент пневмопривода — пневмодвигатель, преобразующий энергию сжатого воздуха в механическую работу. Пневмоаппаратура выполняет функции распределения потоков, регулирования и защиты в зависимости от внешнего сигнала управления и параметров режимов элементов всей системы. Пневмоприводы питаются централизованно, система их циркуляции принимается разомкнутая с одной питающей магистралью (напорной линией). По принципу действия пневмодвигатели подразделяют на турбинные и объемные. Турбинные пневмодвигатели предназначены только для вращательного движения исполнительных органов и эффективны лишь при высоких частотах вращения. Турбинные пневмодвигатели применяют главным образом для привода быстроходных вентиляторов местного проветривания, некоторых типов насосов специального назначения и электрогенераторов местного освещения.

Объемные пневмодвигатели более универсальны, так как могут производить механическую мощность при поступательном (пневмоцилиндры), вращательном (пневмомоторы) и поворотном движениях выходного элемента связи.

В горной промышленности объемные пневмодвигатели широко используют для привода самых различных машин: добычных и проходческих комбайнов, погрузочных машин, лебедок, бурильных и отбойных молотков, толкателей и др.

К объемным пневмодвигателям относятся: радиально-поршневые с звездообразным расположением цилиндров, шестеренные (прямо- и косозубые и шевронные) с двумя зубчатыми колесами внешнего зацепления одинаковых размеров и ротационные.

Пневматические радиально-поршневые двигатели со звездообразным расположением цилиндров применяют преимущественно в горных машинах, работающих с большим числом включений под нагрузкой, частым реверсированием и резкими остановками (буровые станки, сбоечно-буровые машины, погрузочные машины и др.).

Радиально-поршневые пневматические двигатели работают с неполным расширением воздуха. Они развивают пусковой момент от 1,2 до 2,1 номинального момента. Их преимущества: просты в управлении, допускают перегрузку, легко реверсируются, имеют большие габариты.

Пневматические шестеренно-косозубые двигатели с двумя зубчатыми колесами внешнего зацепления одинаковых размеров используют в основном в горных машинах, работающих со значительными динамическими нагрузками и при необходимости дистанционного реверсирования (буровые станки, очистные комбайны и др.).

Пневматические шестеренно-шеvronные двигатели с двумя зубчатыми колесами внешнего зацепления одинаковых размеров обычно применяют в горных машинах, не требующих реверсирования в процессе работы.

Наибольшее распространение в горнорудной промышленности получили шестеренные пневмодвигатели. Прямозубые и косозубые пневмодвигатели работают без расширения сжатого воздуха, а шевронные — с расширением и поэтому имеют более высокий к. п. д. Прямозубые двигатели реверсируются переменным направлением подачи воздуха.

По сравнению с поршневыми шестеренные двигатели имеют меньшие размеры и допускают некоторую перегрузку. Недостатки шестеренных двигателей — значительный шум при работе, повышенный удельный расход воздуха. В реверсивном шестеренном двигателе ПРШ-10 (рис. 3.35) сжатый воздух поступает по патрубкам 3 и 1 (в зависимости от направления вращения) и выходит в патрубки 4, 7 или 3, а также 1. Торцы и зубья стальных роторов 5 и 6 шлифуют и цементируют. Вал 8, выступающий из корпуса 2, присоединяют к исполнительному механизму.

Ротационный двигатель ВМ-1 (рис. 3.36) состоит из расположенного эксцентрично относительно статора 5 ротора 7, в пазы которого входят лопатки 6. Сжатый воздух поступает через отверстие 4, выходит через отверстие 1. При расширении воздуха происходит поворот ротора. Одновременно для облег-

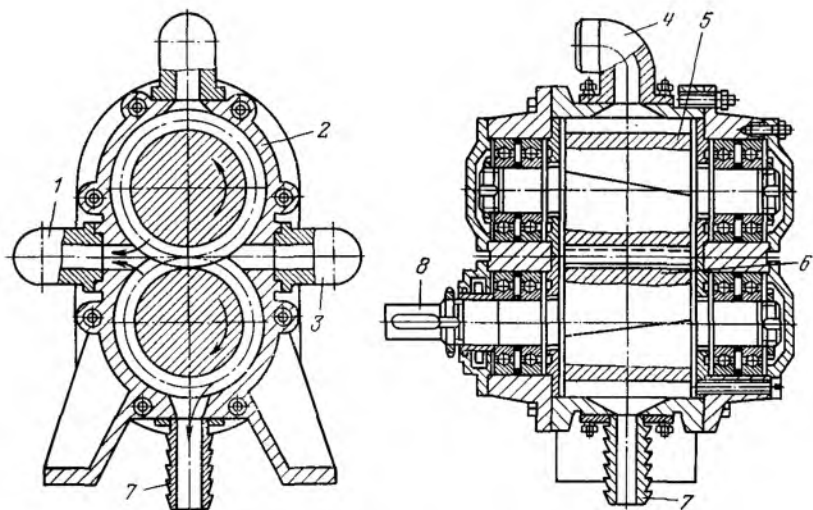


Рис. 3.35. Шестеренный пневмодвигатель РШ-10

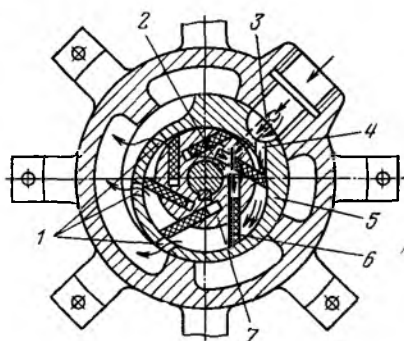


Рис. 3.36. Ротационный двигатель ВМ-1

чения выдвижения лопаток из пазов воздух поступает по каналу 3 в камеру под лопатками 2. Лопатки изготовляют из текстолита. Ротационные двигатели работают с частичным расширением воздуха, запуск их следует осуществлять только под нагрузкой из-за отсутствия у них регулятора скорости. К недостаткам ротационного двигателя относятся большой шум при работе, значительный износ лопаток, большой расход масла и большая чувствительность к перегрузкам. Ротационные пневматические двигатели в горных машинах не используются.

3.7.2. Теоретический рабочий процесс поршневого двигателя

В объемных машинах (компрессоры, насосы, пневмодвигатели) реальный процесс принято оценивать по процессу в идеальной (теоретической) машине, в которой принимают, что

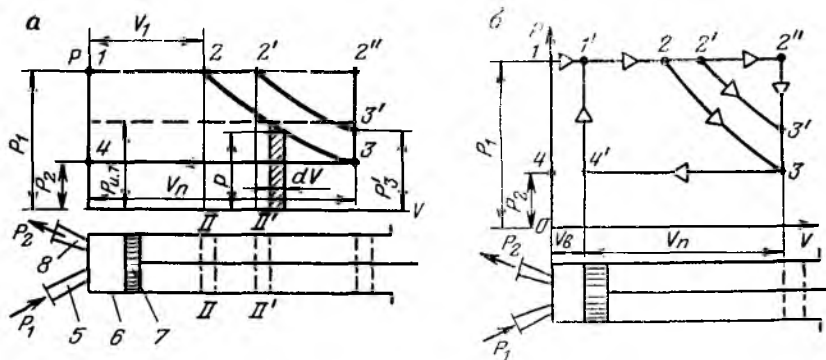


Рис. 3.37. Теоретические индикаторные диаграммы при различных наполнениях (а), диаграмма влияния вредного пространства на работу пневмодвигателя (б)

вредное пространство отсутствует, энергия не рассеивается и распределитель действует мгновенно (безынерционно) [5].

Сжатый воздух (рис. 3.37, а) под давлением p_1 по каналу 5 поступает в цилиндр 6 двигателя и перемещает поршень 7 вправо. В положении II—II (точка 2 на диаграмме) или I—I' (точка 2') наполнение цилиндра сжатым воздухом заканчивается, производится отсечка, т. е. канал 5 мгновенно перекрывается распределителем и далее воздух расширяется (кривая 2—3 или 2'—3') до конца хода поршня (точка 3 или 3').

При обратном ходе поршня распределителем мгновенно открывается канал 8 и отработанный воздух выталкивается из цилиндра в атмосферу (линия 3—4). Отношение объема сжатого воздуха V_1 , поступающего в камеру двигателя при давлении p_1 , к полезному объему камеры V_n называют коэффициентом наполнения

$$\epsilon_n = V_1/V_n. \quad (3.116)$$

Некоторые двигатели (шестеренные прямозубовые и косозубовые, поршневые двигатели отбойных и бурильных молотков и пр.) работают с полным расширением ($\epsilon_n = 1$), т. е. по индикаторной диаграмме 1—2''—3—4. В этом случае воздух на входе в пневмодвигатель не расширяется.

Если двигатель работает по диаграмме 1—2'—3'—4, то происходит частичное расширение воздуха, если по диаграмме 1—2—3—4, то полное.

Работа теоретического пневмодвигателя за один цикл при полном расширении воздуха определяется площадью диаграммы 1—2—3—4, т. е. [5].

$$L = L_{1-2} + L_{2-3} + L_{3-4} + L_{4-1}, \quad (3.117)$$

где $L_{1-2} = p_1 V_1$ — работа наполнения; $L_{2-3} = \int_{V_1}^{V_n} p dV$ — работа расширения; $L_{3-4} = -p_2 V_n$ — работа выталкивания; L_{4-1} — работа, связанная с повышением давления в цилиндре от p_2 до p_1 при $V=0$.

Для изотермического процесса $p_1 V_1 = p_2 V_n$ и в этом случае уравнение (3.117) примет вид

$$L_{из} = L_{2-3} = \int_{V_1}^{V_n} p dV = pV \int_{V_1}^{V_n} \frac{dV}{V} = p_1 V_1 \ln \frac{V_n}{V_1} = 2,3 p_1 V_1 \lg \frac{p_1}{p_2}. \quad (3.118)$$

Удельная изотермическая работа, т. е. работа пневмодвигателя, отнесенная к единице массы воздуха,

$$l_{из} = \frac{L_{из}}{\rho_1 V_1} = 2,3 \frac{p_1}{\rho_1} \lg \frac{p_1}{p_2}. \quad (3.119)$$

Для выражения полной работы L иногда пользуются средним теоретическим $p_{и.т}$ индикаторным давлением

$$p_{и.т} = L/V_n. \quad (3.120)$$

В этом случае сложную индикаторную диаграмму 1—2—3—4 заменяют более простой — прямоугольной, высота которой $p_{и.т}$ и ширина V_n (см. рис. 3.37, а). Работа теоретического пневмодвигателя за цикл при полном наполнении (диаграмма 1—2''—3—4—1)

$$L = (p_1 - p_2) V_n = p_{и.т} V_n, \quad (3.121)$$

а удельная его работа

$$l = \frac{L}{\rho_1 V_n} = \frac{p_1 - p_2}{\rho_1}. \quad (3.122)$$

Следует отметить, что в тех же габаритах работа пневмодвигателя без расширения воздуха будет наибольшая (диаграмма 1—2''—3—4—1) по сравнению с работой при частичном (диаграмма 1—2'—3'—4—1) и полном (диаграмма 1—2—3—4—1) расширении.

Объемные пневмодвигатели, работающие без расширения воздуха, теряют на выхлопе 30 % энергии.

3.7.3. Действительные индикаторные диаграммы

Из-за наличия вредного пространства, потерь давления, утечек воздуха, а также запаздывания открывания распределителя и его сопротивления индикаторная диаграмма реального пневмодвигателя отличается от теоретической.

Наличие вредного пространства V_v (рис. 3.37, б) обусловлено конструкцией камеры, подвижных частей и распределителя. Поршень поршневого пневмодвигателя в конце выхлопа не доходит вплотную до торцевой стенки цилиндра во избежание удара и разрушения двигателя. Поэтому требуется обеспечить некоторый зазор между поршнем и крышкой цилиндра, который компенсировал бы температурные изменения длины цилиндра, штока, кривошипа и возможные люфты шарнирных соединений. Кроме того, в состав вредного пространства входят полости и каналы, связанные с размещением распределителя и уплотнений.

Аналогичная картина у шестеренных, пластинчатых и винтовых машин. Относительное значение вредного пространства у объемных пневмодвигателей примерно составляет $\epsilon_v = V_v/V_{\pi} = 0,10 \div 0,25$ полезного объема рабочей камеры.

При работе пневмодвигателя с полным наполнением в его цилиндр должен поступить объем сжатого воздуха $V_v + V_{\pi}$ с давлением p_1 [5]. Тогда работа теоретического пневмодвигателя соответствовала бы площади диаграммы $1-2''-3-4-1$, а при наличии вредного пространства — площади диаграммы $1'-2''-3-4'-1'$, которая меньше первой. Следовательно, вредное пространство уменьшает работу пневмодвигателя за цикл и увеличивает расход сжатого воздуха. Подобным образом влияние вредного пространства скажется и при работе с частичным (диаграмма $1'-2'-3'-3-4'-1'$) и полным расширением воздуха (диаграмма $1'-2-3-4'-1'$). Значит, необходимо стремиться к минимальному относительному значению вредного пространства.

Рассмотрим влияние на действительную индикаторную диаграмму других факторов (рис. 3.38, а). Так, линии наполнения $1-2$ и выхлопа $3-4$ в отличие от теоретической диаграммы не являются прямыми. Кривизна этих линий объясняется непостоянством потерь давления при впуске и выхлопе воздуха вследствие изменения его скорости. Давление при выхлопе p_2 выше

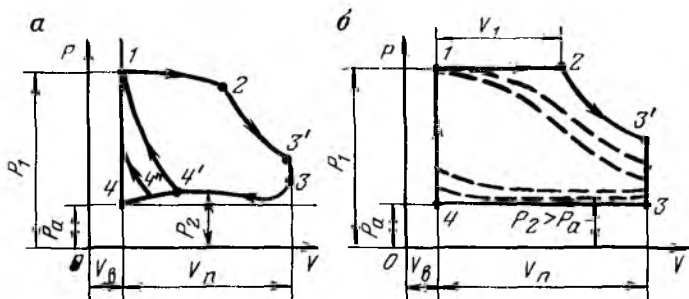


Рис. 3.38. Действительные индикаторные диаграммы

атмосферного p_a . Кривая расширения 2—3 не имеет на всем протяжении постоянного значения показателя политропы, так как при расширении наблюдается передача тепла от стенок цилиндра воздуха.

Некоторые двигатели работают с полным обратным сжатием воздуха (кривая 4'—1), неполным (кривая 4''—1) и без сжатия (4—1). В основном пневмодвигатели работают без обратного сжатия.

При работе двигателя с переменной частотой вращения площадь индикаторной диаграммы меняется вследствие изменения гидравлических сопротивлений.

На рис. 3.38, б показана сплошными линиями теоретическая индикаторная диаграмма (1—2—3'—3—4—1) и штриховыми линиями — действительные индикаторные диаграммы при различных частотах вращения. С увеличением частоты вращения площадь действительной диаграммы уменьшается, а следовательно, уменьшается крутящий момент, мощность и адиабатный к. п. д. пневмодвигателя.

3.7.4. Особенности работы пневмодвигателей при различном атмосферном давлении

Эффективность использования приемников пневматической энергии снижается из-за эксплуатации их в условиях, отличных от нормальных атмосферных ($p_a = 101,5$ кПа, $T_a = 293$ К).

По данным экспериментальных исследований, проведенных в высокогорных районах, установлены зависимости площади индикаторной диаграммы (кривые 1, 2, 3, 4), времени одного цикла (кривые 1', 2', 3', 4') и угловой скорости (кривые 1'', 2'', 3'', 4'') вала пневмодвигателя ДР-10У от давления на выхлопе (рис. 3.39).

Уменьшение атмосферного давления воздуха приводит к увеличению частоты вращения при постоянной нагрузке на валу двигателя. Увеличение частоты вращения можно объяснить уменьшением количества сжатого воздуха в полости цилиндра и увеличением отношения давления впуска P_1 к давлению на выхлопе двигателя p_2 при истечении воздуха при выхлопе. Повышение этого отношения при истечении воздуха приводит к возрастанию скорости истечения сжатого воздуха (кривые 1', 2', 3', 4') по сравнению со скоростью истечения в нормальных условиях, что уменьшает время полного цикла и увеличивает угловую скорость вала двигателя (кривые 1'', 2'', 3'', 4'').

Следует отметить, что удельный расход воздуха несколько ниже в высокогорных условиях, чем в нормальных, так как в высокогорных условиях плотность воздуха в полости цилиндра пневмодвигателя меньше, чем в нормальных атмосферных условиях.

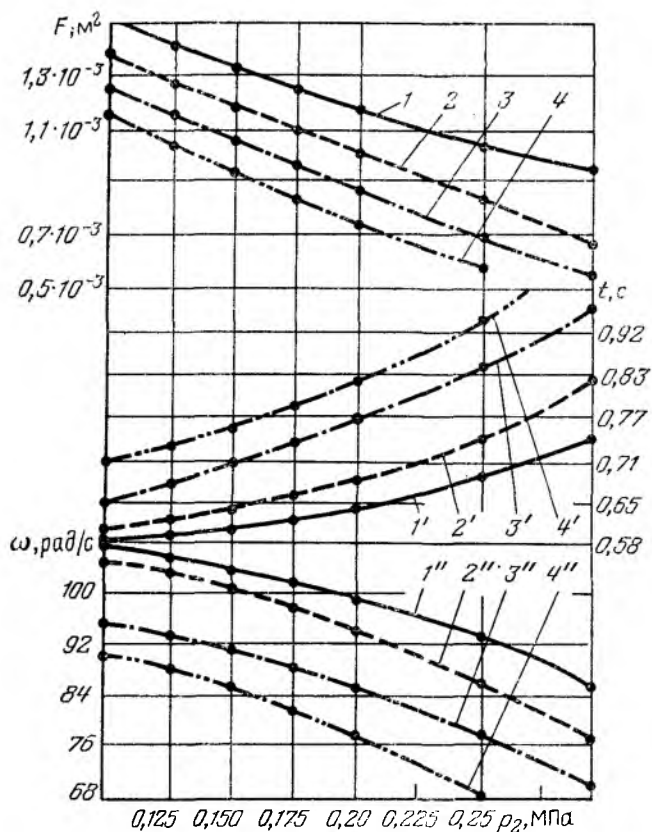


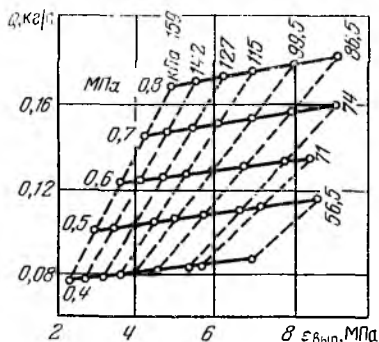
Рис. 3.39. График зависимости площади индикаторной диаграммы, времени одного цикла и угловой скорости пневмодвигателя ДР-10У от различного давления на выходе и следующих рабочих давлений, МПа:

0,8—1; 0,7—2; 0,6—3; 0,5—4

Общий расход сжатого воздуха есть функциональная зависимость удельного расхода воздуха за цикл от частоты вращения вала двигателя. С одной стороны, уменьшается удельный расход воздуха, с другой, увеличивается частота вращения вала двигателя, а общий расход сжатого воздуха пневмодвигателем возрастает, так как в большей степени сказывается увеличение частоты вращения вала двигателя. Повышение угловой скорости вала двигателя приводит к увеличению эффективной мощности двигателя. Наиболее наглядно зависимость расхода сжатого воздуха от избыточного давления воздуха в сети можно проследить по графику, представленному на рис. 3.40.

Например, при работе двигателя на высоте 732 м над уров-

Рис. 3.40. Графики зависимости расхода сжатого воздуха от избыточного давления воздуха в сети



нем моря массовый расход сжатого воздуха увеличился с 0,08 до 0,105 кг/с при повышении избыточного давления в сети с 0,4 до 0,6 МПа, а при работе на высоте 2720 м над уровнем моря массовый расход сжатого воздуха составил соответственно 0,096 и 0,1205 кг/с при тех же избыточных давлениях.

3.7.5. Основные показатели работы пневмодвигателя

Пневматические двигатели характеризуются индикаторной работой, или моментом на валу, эффективной мощностью, к.п. д. и расходом воздуха.

При проверочных расчетах индикаторную работу двигателей можно определить по уравнению проф. В. А. Мурзина.

$$L_i = L_T \eta_1 \eta_2 \eta_i = L_T \eta_{вн}, \quad (3.123)$$

где $\eta_{вн}$ — внутренний к. п. д., учитывающий уменьшение работы за счет неполноты расширения воздуха, вредного пространства, дросселирования, утечек и т. д.

Индикаторная мощность (кВт) пневмодвигателя

$$N_i = \frac{L_i n}{6 \cdot 10^4},$$

где n — число рабочих ходов поршня в минуту.

Мощность на валу пневмодвигателя

$$N_{в} = N_i \eta_{мех} = \frac{L_T n}{6 \cdot 10^4} \eta_{п}, \quad (3.124)$$

где $\eta_{мех}$ — механический к. п. д. пневмодвигателя; $\eta_{п} = \eta_1 \eta_2 \eta_i \times \eta_{мех}$ — полный к. п. д. пневмодвигателя.

Зависимость расхода воздуха от давления в сети для большинства пневмодвигателей объемного типа линейна и может быть определена

$$V = bp - a, \quad (3.125)$$

где p — абсолютное давление воздуха в сети у потребителя; a и b — коэффициенты, определяемые по экспериментальным данным для данного потребителя.

3.7.6. Рабочий процесс и основные показатели работы турбинного двигателя

В турбинных двигателях, смонтированных с вентиляторами (рис. 3.41), кинетическая энергия сжатого воздуха непосредственно превращается в механическую работу. К лопаткам 2, насаженным на диск 1, воздух подается при помощи сужающего сопла 3. В турбинных двигателях расширение воздуха возможно только в сопле. В этом случае используется так называемый активный принцип расширения воздуха.

В реактивных турбинных двигателях расширение воздуха происходит как в сопле, так и на рабочих лопатках. В практике создания турбинных двигателей применяется только активный принцип из-за его экономичности.

Турбинные двигатели отличаются небольшой массой, отнесенной к 1 кВт мощности двигателя, малыми габаритами, быстротходностью. Однако эти двигатели имеют низкий к. п. д. при небольших мощностях, сложную систему реверса, неэффективно работают на малой частоте вращения и снижают к. п. д. при резком изменении режима. Поэтому турбинные двигатели следует непосредственно соединять с вентиляторами, насосами и т. п.

Рабочий процесс активного турбинного двигателя может быть разбит на две фазы: 1) расширение воздуха в сопле с целью повышения кинетической энергии потока и 2) преобразование последней в механическую энергию на лопатках рабочего колеса (рис. 3.42). Начальное давление сжатого воздуха рудничных пневмодвигателей находится в пределах 0,4—0,6 МПа, следовательно, отношение давлений при расширении в сопле находится в пределах $p_2/p_1 \approx 0,17—0,25$.

Момент на валу турбинного двигателя.

$$M = FD/2, \quad (3.126)$$

где F — сила воздействия струи на лопатку; D — средний диаметр рабочего колеса.

Сила динамического воздействия струи на движущуюся преграду при отсутствии потерь вычисляется по известной из гидравлики формуле

$$F = G(v_{u1} - v_{u2}),$$

где G — количество воздуха, проходящего через лопатки рабочего колеса в единицу времени, кг/с; v_{u1} и v_{u2} — тангенциаль-

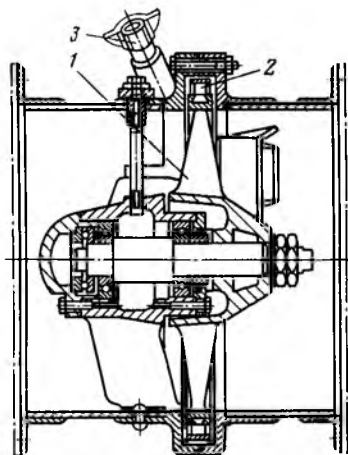
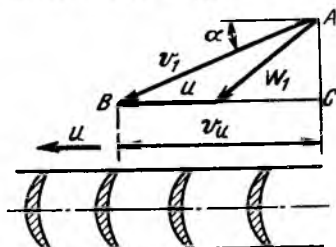


Рис. 3.41. Турбинный двигатель, смонтированный с вентилятором

Рис. 3.42. Треугольник скоростей в одноступенчатой турбине



ные составляющие абсолютных скоростей потока соответственно на входе и выходе из рабочего колеса, м/с.

Учитывая, что $u_{u2} = u_{u1} - 2u$, получаем

$$F = 2G(v_{u1} - u), \quad (3.127)$$

Подставив значения уравнения (3.127) в (3.126), получим

$$M = DG(v_{u1} - u),$$

где u — окружная скорость лопаток, определяемая зависимостью $u = \pi Dn$.

Окончательно получим значение для определения крутящего момента (Н·м) на валу турбинного двигателя в следующем виде:

$$M = GD(v_{u1} - \pi Dn), \quad (3.128)$$

где n — частота вращения вала турбинного двигателя, с^{-1} .

Из выражения (3.128) видно, что зависимость момента от частоты вращения при отсутствии потерь для турбинного двигателя линейна.

Теоретическая мощность (кВт) на валу двигателя:

$$N_T = Mn = DGn(v_{u1} - \pi Dn) 10^{-3}.$$

В реальных двигателях возможны потери, вызываемые аэродинамическими сопротивлениями сопла и межлопаточных каналов, утечками, неполным использованием кинетической энергии потока. Все эти потери учитываются внутренним к. п. д. пневматического турбинного двигателя, который представляет

собой отношение внутренней мощности $N_{вн}$ на рабочем колесе двигателя к теоретической адиабатной мощности $N_{ад}$, т. е.

$$\eta_{вн} = N_{вн}/N_{ад},$$

где $N_{ад} = l_{ад}G/1000$ — адиабатная мощность, кВт; $l_{ад}$ — работа, совершаемая массой 1 кг воздуха при адиабатном процессе, Дж/кг; G — массовый расход воздуха в секунду, кг/с.

Мощность на валу двигателя

$$N_{в} = N_{вн}\eta_{мех} = N_{ад}\eta_{вн}\eta_{мех},$$

где $\eta_{мех} = 0,92 \div 0,93$ — механический к. п. д. двигателя.

3.8. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ИСПЫТАНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК НА РУДНИКАХ

3.8.1. Эксплуатация поршневых компрессорных установок

Процесс сжатия воздуха в компрессорах объемного сжатия осуществляется в объеме, ограниченном оболочкой (цилиндром). При прекращении выхода воздуха в напорную систему компрессор в короткий момент может развить давление до значений, превышающих прочность цилиндров и деталей механизма движения. Поэтому в процессе пуска, нагрузки компрессора и его остановки необходимо особое внимание обслуживающего персонала, умение быстро в нужный момент перекрыть соответствующие задвижки, а в случае отклонения давления от нормального остановить компрессор, перевести на холостой ход и разгрузить его.

Пуск и останов поршневых компрессоров. Первоначальный пуск компрессора разрешается осуществлять при наличии формуляров, подтверждающих правильность сборки компрессора и установки его на фундаменте, а также формуляров на сборку и установку аппаратов, регулировку предохранительных клапанов, актов на гидроиспытания и на испытания материалов ответственных узлов и деталей компрессора. При первоначальном пуске компрессора после монтажа или капитального ремонта вначале производится обкатка компрессора со снятыми клапанами и воздухопроводами. В период подготовки компрессора к обкатке и пуску должно быть обращено особое внимание на тщательную подготовку и проверку работы масляной системы, поскольку правильная смазка — важнейшее условие нормальной работы компрессора. Перед пуском компрессора проверяют его сборку, поворачивая коленчатый вал при помощи специаль-

ного механизма. При обкатке проверяют работу кривошипно-шатунного механизма, поршневых групп, маслоснимателей, системы смазки механизма движения и цилиндров компрессора и работу главного электродвигателя. После обкатки заменяют масло в системах циркуляционной смазки и промывки сальников.

При монтаже трубопроводов и аппаратов компрессора должно быть обращено особое внимание на недопустимость изменения положения осей цилиндров. Для окончательной очистки внутренней поверхности трубопроводов и аппаратов их продувают воздухом отдельно ступенями с помощью самого компрессора. После окончания продувки компрессора производят ревизию, очистку и при необходимости — замену поршневых колец ступеней высокого давления. Перед работой компрессора под нагрузкой устанавливают манометры, замененные при продувке, и регулируют предохранительные клапаны на давление открывания, указанное в чертежах.

Нагрузка компрессора — наиболее ответственный этап пуска и имеет своей целью проверку работоспособности всех узлов компрессора в условиях эксплуатации. Поэтому в этот период должно вестись особенно тщательное наблюдение за работой всех элементов. Нагрузка должна производиться постепенно в несколько стадий. После того, как дефекты, обнаруженные в работе компрессора под нагрузкой, будут устранены, компрессор пускают для непрерывной работы под полной нагрузкой в течение 48 ч. Особенно следует контролировать в этот период работу уплотнений и штоков, клапанов; наблюдать за нагревом трущихся поверхностей; контролировать работу системы смазки; проверять плотность системы воздухопроводов, водопровода, смазки. После окончания 48-часового пробега производят ревизию и устраняют выявленные дефекты.

Для разгрузки машины при пуске и остановке пользуются байпасами для перепуска несжатого воздуха из последней и некоторых промежуточных ступеней в линию всасывания первой ступени иногда с открыванием продувочных вентилей всех ступеней. Для этих целей используют также отжим всасывающих клапанов.

В зависимости от различных причин могут быть следующие остановки компрессора.

Кратковременный останов, когда компрессор разгружается при помощи байпасов, при этом проверяется состояние системы смазки. Компрессор после останова находится в состоянии готовности к пуску.

Длительный останов или останов на ремонт, когда после разгрузки и останова компрессора сразу перекрывают задвижку на трубопроводе нагнетания, так как для безопасности работы неработающий компрессор не должен сообщаться с тру-

бопроводами. В период останова необходимо периодически прокручивать вал компрессора механизмом для проворачивания.

Аварийный останов, когда компрессор останавливают немедленно и в отличие от всех других остановов без разгрузки от деталей. В этом случае после останова необходимо немедленно снизить давление во всей системе, пользуясь байпасными и продувочными вентилями, а при необходимости — специальной аварийной системой.

Эксплуатация. При эксплуатации компрессоров должно обеспечиваться эффективное и безопасное использование оборудования. Техническое состояние компрессорных установок должно отвечать требованиям действующих правил устройства и безопасной эксплуатации оборудования. Основные параметры работы компрессорной установки должны соответствовать паспортным данным, а ее обслуживание выполняться в соответствии с инструкцией по эксплуатации завода-изготовителя и требованиями технологического регламента предприятия, где эксплуатируется компрессор.

Компрессорную установку останавливают с помощью автоматической блокировки или вручную при следующих отклонениях от нормальных условий работы: при повышении против нормы температур и давлений по ступеням; при падении ниже установленных давления масла в системе циркуляционной смазки и давления охлаждающей воды; при повышении температуры любого коренного подшипника выше допустимой; при отключении электродвигателя смазки цилиндров и сальников. Машина должна быть также немедленно остановлена при выходе из строя контрольно-измерительных приборов, при появлении необычных шумов и стуков, при высокой температуре выходящей воды или при содержании в ней газа.

Программа контроля элементов компрессора, аппаратуры и трубопроводов при эксплуатации и ремонте регламентирована ОСТ 26-12-1256—75. Стандарт определяет основные элементы, подлежащие контролю; сроки контроля и признаки неработоспособности, при которых дальнейшая эксплуатация компрессора недопустима. Работоспособность элементов компрессора должна контролироваться в периоды эксплуатации и планово-предупредительных ремонтов. Для контроля работоспособности элементов компрессора, аппаратуры и трубопроводов указаны предельные значения прогибов, несоосности, овальности, расхождений щек коленчатых валов, зазоров, состояния поверхностей, биения штока, уровня шума или стука, неплотности.

Эффективное средство предотвращения отказов — диагностика в сфере обслуживания компрессоров с целью анализа состояния и работоспособности элементов компрессора. Одно из перспективных направлений — использование вибрационных сигналов от разрушающейся или отклоняющейся от нормальных

условий работы детали. Такая диагностика тесно связана с автоматизацией компрессоров.

Масло системы смазки может оседать на стенках и под влиянием высокой температуры процесса сжатия воздуха подвергаться термическому разложению (крекингу) и окислению с образованием легких углеводородов и кокса. Отложение масла (нагар) может способствовать дальнейшему повышению температуры сжатия в компрессоре, а также самовоспламенению, что приводит к взрыву и разрушению межступенчатой аппаратуры и трубопроводов.

Таким образом, причина взрывов в пневматических установках — с одной стороны, наличие отложения масла в трубопроводе, воздухохоборниках, а с другой, — высокая температура в них сжатого воздуха.

В связи с этим для предотвращения вспышки или взрыва в пневматических установках необходимо: применять для смазки цилиндров компрессоров масло с высокой стойкостью против окисления и малой склонностью к образованию отложений (нагара); снижать температуру воздуха в сети, устанавливая концевые холодильники по возможности ближе к компрессору; устанавливать маслораспределители для снижения количества масла, подаваемого в сеть, и с этой целью строго нормировать расход масла для смазки цилиндров, не допуская излишне обильной их смазки; производить регулярную очистку трубопроводов, воздухохоборников, воздухоотделителей от отложений масла.

При эксплуатации компрессора экономичность его работы зависит от состояния наиболее ответственных узлов и деталей. Клапаны — основной источник газодинамических потерь. В правильно спроектированных клапанах потери составляют 3—7 % мощности привода компрессора, а в отдельных случаях — 15—20 %. Загрязнение клапанов сужает их проходные сечения, неплотности в них увеличивают протечки. Источником больших протечек могут служить поршневые кольца и сальники, если они или сопрягаемые с ними цилиндры и штоки сильно изношены. Загрязнение охладителей вызывает повышенное недоохлаждение воздуха и снижение экономичности сжатия. Колебания давления в коммуникациях, особенно в условиях резонанса, также могут вызвать большие потери мощности. Неплотности в межступенчатых коммуникациях на пути прохода воздуха — причина утечек сжатого воздуха в полости более низкого давления или в атмосферу. Все эти неполадки могут вызвать в условиях эксплуатации значительное снижение к. п. д.

3.8.2. Влияние пульсирующего потока воздуха на работу поршневого компрессора

В результате возвратно-поступательного движения клапанов компрессора в трубопроводах (всасывающие и нагнетательные) установки возникают колебания давления и скорости среды — пульсирующий поток воздуха. Основная частота этих колебаний зависит от частоты вращения коленчатого вала машины, типа и числа цилиндров, работающих одновременно на общий трубопровод. Однако несмотря на то, что источником колебаний служит цилиндр поршневого компрессора, амплитуда каждой гармонической составляющей пульсирующего потока воздуха определяется конструкцией и размерами трубопроводной системы.

Таким образом, цилиндр поршневого компрессора и столб воздуха в присоединенной трубопроводной системе представляет собой одну колебательную систему, процессы в которой оказывают существенное влияние на рабочие и эксплуатационные характеристики как цилиндра компрессора, так и трубопроводной системы.

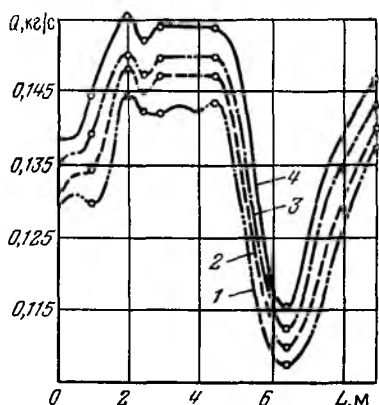
Производительность компрессора зависит от колебаний давления во всасывающем трубопроводе первой ступени, так как от давления в конце входа всасывания зависит масса воздуха, которая дальше будет сжата в компрессоре.

Для повышения производительности поршневых компрессоров применяют методы наддува. Один из методов повышения производительности компрессоров основан на использовании колебаний движущихся масс воздуха во всасывающем трубопроводе. Так как на величину наполнения поршневого компрессора влияет характер колебаний воздуха в трубопроводе, то метод наддува заключается в настройке всасывающей системы на резонансные колебания воздуха таким образом, чтобы собственная частота колебаний воздуха во всасывающем трубопроводе была равна или кратна частоте вынужденных колебаний.

Явление резонанса во всасывающей трубе может влиять на работу компрессора как положительно, так и отрицательно в зависимости от того, будет ли резонансом повышено или понижено давление перед всасывающим клапаном к моменту его закрывания. Акустический наддув несомненно имеет преимущество перед другими методами, поскольку его получение не требует никаких специальных агрегатов и практически не сопровождается увеличением удельного расхода энергии на 1 кг массы воздуха.

Для определения действительных значений производительности компрессора в зависимости от длины всасывающего трубопровода проводились экспериментальные исследования компрессора простого действия 1ВВ-10/8 на высоте 2870 м. Исследования проводились при постоянных частоте вращения и диа-

Рис. 3.43. График зависимости производительности компрессора 1ВВ-10/8 от длины всасывающего трубопровода:
 1 — $p_H = 0,47$ МПа; 2 — $p_H = 0,57$ МПа; 3 —
 $p_H = 0,67$ МПа; 4 — $p_H = 0,77$ МПа



метре всасывающего трубопровода. График зависимости производительности от длины всасывающего трубопровода компрессора 1ВВ-10/8 представлен на рис. 3.43. Как показано на рисунке, производительность компрессора возросла с 0,13 до 0,145 кг/с, т. е. на 12 %, при изменении длины всасывающего трубопровода — от 0 до 2 м (кривая 1). Во всасывающем трубопроводе при длине 2 м устанавливаются собственные колебания давления воздуха со второй гармоникой, за счет которых обеспечивается повышение давления в конце всасывания.

При дальнейшем изменении длины всасывающего трубопровода от 4,5 до 6,3 м производительность Q резко снижается от 0,143 до 0,107 кг/с, т. е. на 30 % (кривая 1). При этой длине всасывающего трубопровода устанавливаются колебания давления воздуха с первой гармоникой, которые уменьшают давление в конце всасывания.

С длины всасывающего трубопровода 6,3 м производительность снова возрастает, что объясняется повышением частоты колебаний давления воздуха.

Колебания давления в нагнетательном трубопроводе любой ступени значительно сильнее влияют на затраченную мощность, чем во всасывающем трубопроводе. Волновые потери при резонансе могут быть настолько велики, что по сравнению с ними все остальные потери от газодинамических сопротивлений в коммуникациях и даже в клапанах окажутся небольшими. Поэтому необходимо стремиться к тому, чтобы в нагнетательных системах резонансные колебания воздуха не возникали.

Из работ Т. Ф. Кондратьевой известны случаи, когда перерасход мощности из-за колебаний давления в нагнетательном трубопроводе компрессора КСЭ-ЗМ составлял 70 % потребляемой мощности.

В зависимости от порядка резонирующей гармоники резонансные колебания давления сжатого воздуха в нагнетательном

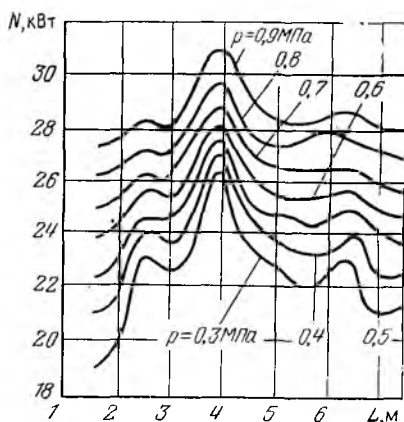


Рис. 3.44. График зависимости мощности привода компрессора КСЭ-5М от давления нагнетаемого воздуха и от длины нагнетательного трубопровода

трубопроводе в различной степени влияют на индикаторную мощность предыдущей ступени.

Значение амплитуды колебаний давления сжатого воздуха зависит от силы и продолжительности нагнетательного импульса в начальный момент, скорости движения поршня в момент начала нагнетания, конструкции нагнетательных клапанов, объема нагнетательной системы и расположения воздухохранилища в этой системе.

На рис. 3.44 приведены графики зависимости мощности привода компрессора КСЭ-5М от давления нагнетаемого воздуха и длины нагнетательного трубопровода. Из графиков следует, что увеличение мощности привода компрессора наблюдается до длины нагнетательного трубопровода около 4 м, а при дальнейшем увеличении длины трубопровода мощность убывает.

При длине нагнетательного трубопровода $l=4$ м и внутреннем диаметре $d=0,075$ м происходят резонансные колебания давления сжатого воздуха в нагнетательном трубопроводе компрессора, которые увеличивают мощность привода, удельную мощность на выработку 1 кг/с воздуха и вызывают перераспределение нагрузок на поршни ступеней компрессора.

Испытания, проведенные на высоте 2300 м над уровнем моря, показали, что при давлении сжатого воздуха 0,9 МПа привод компрессора КСЭ-5М увеличивает свою мощность с 27,2 до 31 кВт (на 20 %) при изменении длины нагнетательного трубопровода от 0 до 4 м, а при увеличении давления до 0,3 МПа мощность увеличивается с 18,5 до 26,5 кВт, т. е. на 47 %.

Однако следует учитывать, что исключить полностью колебания давления воздуха в нагнетательных системах поршневых машин практически не удастся. В определенных пределах они остаются и увеличивают потери энергии в элементах системы, но необходимо стремиться к минимальным колебаниям давления воздуха в момент нагнетания.

3.8.3. Электрооборудование компрессорных установок

На стационарных рудничных компрессорных станциях применяют поршневые воздушные тихоходные и быстроходные компрессоры двойного действия с водяным охлаждением и центробежные компрессоры.

Для привода компрессоров с производительностью 5—20 м³/мин используют в основном асинхронные двигатели с короткозамкнутым или фазным ротором. При этом необходимо, чтобы фактический пусковой момент, развиваемый двигателем, был не менее 0,4 МН, а максимальный — не менее 1,5 МН.

Для привода быстроходных поршневых компрессоров с противоположным движением поршней выпускают двигатели типа СДК для работы в помещениях с нормальной средой и двигатели типа СДКП — для работы в помещениях со взрывоопасными смесями. Условное обозначение типа расшифровывается таким образом: СДКП — синхронный электродвигатель компрессорный, продуваемый под избыточным давлением. Двигатели имеют частоту вращения от 250 до 600 мин⁻¹ при мощности от 320 до 6300 кВт и напряжении 6 кВ, $\cos \varphi = 0,9$ (опережающий). Двигатели предназначены для работы в сетях переменного тока частотой 50 Гц.

Электродвигатели имеют два исполнения по способу защиты от окружающей среды и два — по способу сопряжения с компрессором. По способу защиты: открытое с самовентиляцией (СДК); закрытое, продуваемое под избыточным давлением воздуха (взрывозащищенное), с закрытыми продуваемыми контактными кольцами и уплотненной фундаментной ямой, входящей в вентиляционную систему электродвигателя (СДКП). По способу исполнения сопряжения с компрессором: консольное (ротор электродвигателя насажен на консольный конец вала компрессора); с фланцевым валом и одним выносным стояковым подшипником.

Для привода центробежных компрессоров применяют синхронные электродвигатели типа СТМ, которые изготавливают по специальным техническим условиям. Мощность двигателей от 800 до 12000 кВт, напряжение 6 или 10 кВ, частота вращения 3000 мин⁻¹, исполнение закрытое с замкнутым циклом вентиляции с воздухоохладителями. Наименьшая допустимая температура входящего воздуха 278 К.

В качестве пускающей аппаратуры компрессорных установок используют контакторы, магнитные пускатели, КРУ напряжением выше 1000 В, приборы управления и контроля.

Управление допускается дистанционное, дистанционно-автоматическое и автоматическое. Отдельные заводы поставляют компрессоры непосредственно с аппаратурой автоматизации, в комплект которой входят: блок управления, пускоразгрузоч-

ное устройство, управляемые вентили, реле производительности, электроконтактные манометры, аппараты контроля температуры, станции управления вспомогательными механизмами.

3.8.4. Работа рудничных компрессорных установок в высокогорных районах

Технические характеристики компрессорных установок общего назначения, используемых в горных условиях, соответствуют работе в нормальных атмосферных условиях.

Обширные исследования, выполненные по различным районам СССР проф. Н. М. Баранниковым, показывают, что в среднем температурный градиент в горных районах равен 0,0056 на 1 м, т. е. $T = T_0 - 0,0056 H$, где T , T_0 — температура атмосферного воздуха соответственно на высоте H и на уровне моря рассматриваемой местности, К; H — высота над уровнем моря, м.

При вычислении атмосферного давления воздуха по барометрической формуле влиянием относительной влажности воздуха можно пренебречь, т. е. при расчетах можно принимать воздух сухим и давление воздуха определять по формуле:

$$p = \left(1 - \frac{0,0056 H}{T_0}\right)^{6,1} p_0,$$

где p , p_0 — давление атмосферного воздуха соответственно на высоте H и на уровне моря для рассматриваемой местности, кПа.

При работе в высокогорных условиях производительность компрессоров зависит от плотности воздуха, поступающего в цилиндры за единицу времени, которая понижается с подъемом на высоту. Увеличение плотности всасываемого компрессором воздуха достигается резонансным, принудительным и резонансно-принудительным наддувами.

На рис. 3.45 приведены совмещенные графики изменения основных параметров работы компрессора 2ВП-10/8 в зависимости от длины L всасывающего трубопровода. Из графиков видно, что производительность Q компрессора зависит от приращения давления воздуха A (кПа) в момент закрывания всасывающих клапанов. Максимальные значения приращения давления для верхней и нижней полостей цилиндра не совпадают, что может быть объяснено разницей в объемах верхней и нижней полостей. Наибольшая производительность компрессора наблюдается при максимальном значении суммы приращений давлений в момент закрывания всасывающих клапанов верхней и нижней полостей.

При проведении исследований производительность компрессора 2ВП-10/8 увеличилась на 8,5 % за счет эффекта резонанс-

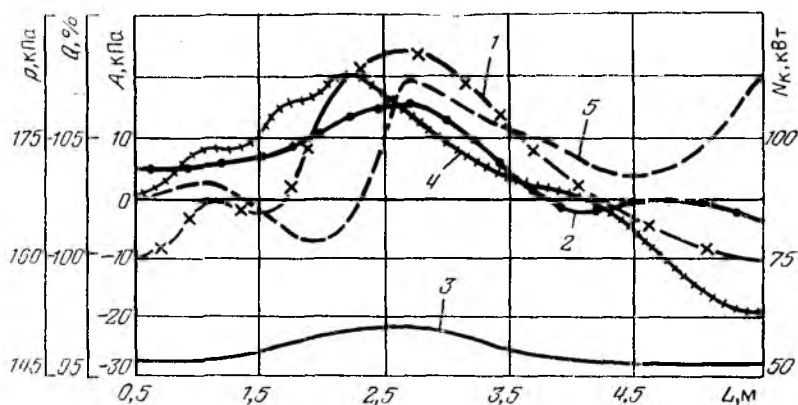


Рис. 3.45. Совмещенные графики изменения основных параметров работы компрессора 2BP-10/8 в зависимости от длины всасывающего трубопровода (диаметр трубопровода 150 мм):

1 — производительность компрессора, %; 2 — давление воздуха после первой ступени сжатия, кПа; 3 — мощность на приводе компрессора, кВт; 4 — приращение давления воздуха в клапанной коробке компрессора в момент закрывания всасывающих клапанов верхней полости цилиндра, кПа; 5 — приращение давления воздуха в клапанной коробке компрессора в момент закрывания всасывающих клапанов нижней полости цилиндра, кПа

ного наддува. При длине всасывающего трубопровода 1,4 м также наблюдается увеличение производительности на 4,5 % за счет резонанса колебаний второй гармоники, когда каждому вынуждающему импульсу соответствуют два полных собственных колебания. При возникновении резонанса увеличиваются давление после ступени сжатия и мощность на приводе компрессора, что может быть косвенным признаком при определении условий возникновения резонансного наддува.

Для нормализации работ поршневых компрессоров, работающих в высокогорных условиях, применяется принудительный наддув компрессоров с помощью воздуходувки объемного или центробежного типа, что при соответствующем подборе последних позволяет нормализовать работу компрессора на высоте и даже увеличивать их производительность выше паспортной (в допустимых пределах).

3.8.5. Испытание поршневых компрессоров

Контрольным испытаниям компрессора необходимо уделять большое внимание, особенно, если учитывать, что годовые эксплуатационные расходы компрессорной станции средних размеров примерно равны капитальным затратам на ее оборудование, а стоимость энергии при непрерывной работе составляет около 75 % всех эксплуатационных расходов.

Методы испытаний компрессоров в СССР регламентированы разработанным ЛенНИИхиммашем отраслевым стандартом ОСТ 26-12-1060—74. Стандарт распространяется на компрессоры с номинальной поршневой силой 100—400 кН и устанавливает методы определения основных показателей компрессорных установок. Методы испытания воздушных компрессоров общего назначения регламентированы ГОСТ 20073—81. При испытании определяются следующие характеристики работы компрессора: термодинамические — давление и температура газа по ступеням, массовый расход воздуха на выходе из компрессора, а также в местах подвода или отбора воздуха между ступенями, количество выпадающего конденсата, утечки воздуха через уплотнения штоков и др.; энергетические — мощность основного и вспомогательного двигателей, внутренняя (индикаторная) мощность компрессора, к. п. д. компрессора и установки; межступенчатых охладителей, системы смазки, системы автоматизации и виброакустические. Кроме этого, проверяют надежность работы компрессора в течение длительного времени с определением износов и деформаций элементов компрессорной установки. По мере надобности в нем исследуют газодинамические и тепловые процессы.

Для определения производительности компрессора замеряют расход воздуха на линии нагнетания при помощи стандартных мерных диафрагм и дифференциального манометра (ДМ). Для устранения искажения измеряемых величин из-за пульсации потока воздуха перед измерительным устройством между компрессором и этим устройством должны быть предусмотрены дроссельные клапаны или буферные емкости.

При испытании воздушных компрессоров сброс воздуха после измерительного участка, если это допускается, может производиться в атмосферу. Производительность компрессоров до $5 \text{ м}^3/\text{мин}$ можно измерять наполнением воздуха в ресивер.

Для поддержания постоянного давления нагнетания между компрессором и ресивером устанавливают клапан. Давление и температуру воздуха в ресивере измеряют в начале и конце опыта, затем по разности количества воздуха до и после опыта и по времени наполнения определяют производительность компрессора в единицу времени.

Надежность измерений зависит от точности измерений: постоянного давления нагнетания, объема ресивера и соединительных трубопроводов, давления и средней температуры воздуха в ресивере и начале и конце испытаний.

Давление до 0,25 МПа измеряют в основном дифференциальным жидкостным манометром, так как такие измерения очень точные. Для измерения более высоких давлений применяют манометры, которые перед и после измерения проверяют. Манометр должен быть установлен в тех местах, где сечение

потока и его направление не изменяются. Подводящие трубки или шланги дифференциальных манометров размещают так, чтобы в них не могла попасть выделяющаяся влага и образовать столб жидкости, который может исказить показания манометра. Для определения абсолютного давления следует измерять барометрическое давление и температуру окружающей среды.

Температуру измеряют ртутным термометром, термопарой или термометром сопротивления. Если давление не высокое, то термометр опускают непосредственно в поток воздуха, выводы уплотняют сальниковым уплотнением, расположенным на стенке трубы, и штуцером.

Если необходимо термометр вставить в гильзу, то следует обеспечить надежную теплоотдачу от воздуха к термометру. Небольшое количество масла, ртути или металлического порошка улучшает теплопередачу, но это количество не должно переходить выше ампулы термометра, контакта термопары или катушки термометра сопротивления.

Для определения мощности крупных компрессоров с электрическим приводом измеряют электрическую мощность, потребляемую двигателем, и полученный результат умножают на к. п. д. двигателя. К. п. д. электродвигателя должен определяться в зависимости от мощности по данным стандартов на электрические машины или приниматься по паспорту электродвигателя.

При проведении испытаний прежде всего должны быть испытаны системы сигнализации и защиты путем доведения

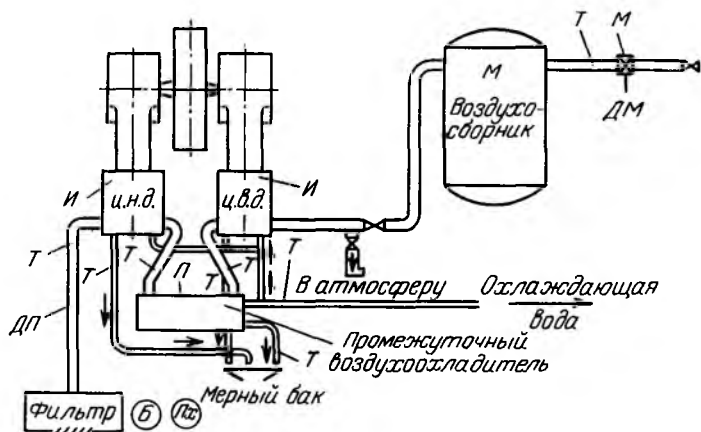


Рис. 3.46. Схема установки приборов при испытании поршневого компрессора:

ц. в. д. и ц. н. д. — цилиндры давления соответственно высокого и низкого; Т — термометр; М — манометр; И — индикатор; П — пиметр; ДМ — дифманометр; Б — барометр; Пх — психометр

параметров компрессора до значений, соответствующих названной системе, или имитацией сигнализирующих приборов.

Для определения перечисленных показателей работы поршневого компрессора при испытании его производится измерение ряда величин с помощью приборов (рис. 3.46).

Отклонения при испытаниях для определения измеренных показателей от расчетных не должны выходить за пределы: $\pm 2\%$ — отношение давлений в каждой ступени, $\pm 6\%$ — газовая постоянная, $\pm 3\%$ — показатель адиабаты, $\pm 3\%$ — частота вращения вала, $\pm 3\%$ — относительное вредное пространство первой ступени, $\pm 10\%$ — начальная температура охлаждающей воды, $\pm 5\%$ — объемный расход охлаждающей воды.

3.9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ РУДНИЧНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

3.9.1. Определение расхода воздуха в пунктах потребления

Расчет расхода сжатого воздуха в различных пунктах потребления необходим для определения диаметров труб участков пневматической сети и производительности компрессорной станции рудника.

Расход сжатого воздуха для пункта потребления с наибольшим расходом воздуха может быть определен по уравнению В. А. Мурзина:

$$V_{\text{п}} = k_{\text{ут}} \sum_{i=1}^{i=z} q_i n_i k_{\text{п}} k_o k_z k_{\text{д}}, \quad (3.129)$$

где $k_{\text{ут}}$ — 1,15 ÷ 1,2 — коэффициент, учитывающий утечки сжатого воздуха в распределительной сети; z — число групп однотипных потребителей; q_i — номинальный расход воздуха одним потребителем данной группы при непрерывной его работе, м³/мин; n_i — число потребителей данного типа, подключенных к распределительной сети рассматриваемого пункта потребления; $k_{\text{п}}$ — 1,1 ÷ 1,15 — коэффициент, учитывающий увеличение расхода сжатого воздуха в результате износа двигателя; k_o — коэффициент одновременности работы потребителей данной группы (для перфораторов до $n=10$ $k_o=1,0 \div 0,85$; при $n=11 \div 30$ $k_o=0,85 \div 0,75$; при $n=31 \div 60$ $k_o=0,75 \div 0,65$; при $n=60$ $k_o=0,65$); k_z — коэффициент загрузки, учитывающий изменение расхода воздуха потребителей вследствие изменения нагрузки и регулирования; $k_{\text{д}}$ — коэффициент, учитывающий изменение расхода воздуха за счет отклонения расчетного дав-

ления в пункте потребления от номинального давления потребителя.

Методика определения рациональных режимов работы компрессорной станции ВНИИГМ им. М. М. Федорова предлагает определить расход сжатого воздуха в пунктах потребления по формуле:

$$V_o = k_c \Phi \mu \left[\sum_{i=1}^N q_i n_i k_{п} k_o k_3 k_d k_{см} k_b + \right. \\ \left. + 2,7 \sqrt{\sum_{i=1}^N (q_i k_{п} k_o k_3)^2 n_i k_{см} k_b (1 - k_b)} \right], \quad (3.130)$$

где k_c — коэффициент сезонности; Φ — коэффициент, учитывающий возможное повышение давления в некоторых пунктах потребления сжатого воздуха; $\mu = 1,02$ — коэффициент, учитывающий расход сжатого воздуха по сравнению с расчетным; $k_{см}$ — коэффициент сменности, учитывающий уменьшение числа потребителей i -го типа; k_b — коэффициент включения, учитывающий использование потребителя во времени.

С. С. Смородин предлагает определять расход воздуха в конечном элементе в зависимости от давления по формуле:

$$V_o = 2,261 k_{ут} n_3 p_{пр}, \quad (3.131)$$

где $k_{ут}$ — коэффициент утечки, определяемый как

$$k_{ут} = 1 + b_n \frac{p_{пр}^{1,3}}{0,5^{1,3}},$$

где $b_n = 0,1 \div 0,2$ — нормативные утечки воздуха; $p_{пр}$ — давление сжатого воздуха на входе в приемник, МПа; n_3 — число одновременно работающих эквивалентных потребителей,

$$n_3 = \sum_{i=1}^{i=m} n_i \alpha_i \varphi_i,$$

где n_i — число одинаковых потребителей в группе; α_i — коэффициент эквивалентности группы одинаковых потребителей; φ_i — коэффициент одновременности.

3.9.2. Расчет простого участка пневмосети

Простым участком пневмосети называется участок, не имеющий ответвлений, и с одинаковым расходом воздуха в любом сечении (утечки равны нулю).

Расчетные данные — это давление и расход сжатого воздуха в пункте потребления, снабжающемся от рассматриваемого участка трубопровода.

Расчет участка сети заключается в определении необходимого диаметра трубы.

Оптимальный диаметр трубопровода может быть выбран путем анализа приведенных годовых затрат на эксплуатацию участка трубопровода. В конкретных горно-геологических условиях приведенные годовые затраты зависят от стоимости электроэнергии, срока службы труб и т. п.

При технико-экономических расчетах пневматических сетей находится оптимальная скорость движения сжатого воздуха, по которой рассчитывают диаметр трубопровода:

$$D = \sqrt{\frac{4V\rho_0}{60\pi v_n \rho_{cp}}}, \quad (3.132)$$

где V — расход сжатого воздуха на участке, приведенный к условиям окружающей среды, м³/мин; ρ_0 — плотность атмосферного воздуха, кг/м³; v_n — оптимальная скорость движения воздуха, м/с; ρ_{cp} — средняя плотность сжатого воздуха на участке, кг/м³.

Для пневматических установок приисков оптимальная скорость воздуха в трубопроводе находится в пределах 6—10 м/с, тогда, принимая плотность атмосферного воздуха 1,16 кг/м³, получаем уравнение для определения диаметра (мм) трубы:

$$D = (0,05 \div 0,065) \sqrt{\frac{V}{\rho_{cp}}} = (0,85 \div 1,10) \sqrt{\frac{VT_{cp}}{p_{cp}}}, \quad (3.133)$$

где T_{cp} — средняя абсолютная температура сжатого воздуха на участке, К; p_{cp} — среднее абсолютное давление сжатого воздуха на участке, МПа.

Для участков пневмосети, удаленных от компрессорной станции, среднюю температуру можно принимать равной температуре окружающей среды. Для участков, находящихся у компрессорной станции, средняя температура может быть принята равной средней арифметической температур воздуха в начальном сечении сети и окружающей среды.

Среднее давление на участке можно принимать равным давлению пункта потребления или в начале участка.

Расход сжатого воздуха на участке с достаточной степенью точности

$$V = V_k + \frac{\Delta V}{2} = V_n - \frac{\Delta V}{2}, \quad (3.134)$$

где ΔV — утечка на участке, определяемая по уравнению (3.101), м³/мин; V_n — расход воздуха в начальном сечении участка, м³/мин.

По выражению (3.133) определяются пределы, в которых должен находиться оптимальный диаметр трубопровода, а затем по ГОСТам подбирается стандартный диаметр труб.

Если при расчете диаметра трубопровода по оптимальной скорости движения сжатого воздуха получаются завышенные потери давления, то участок трубопровода следует рассчитывать по допустимой потере давления.

Из выражения (3.114) можно определить диаметр (м) трубопровода по известной потере давления.

$$D = \sqrt[5]{\frac{\lambda G^2 L_p}{450 \pi^3 \Delta p \rho_{cp}}} = \sqrt[5]{\frac{\lambda_0 \rho_0^2 V^2 L_p}{450 \pi^3 \Delta p \rho_{cp}}} \quad (3.135)$$

или, подставляя значения постоянных величин и принимая $\rho_0 = 1,16 \text{ кг/м}^3$, а также учитывая (3.114), получаем

$$D = \sqrt[5]{4,85 \cdot 10^{-6} \frac{V^2 L_p}{\Delta p \rho_{cp}}} = \sqrt[5]{1,39 \cdot 10^{-3} \frac{V^2 L_p T_{cp}}{\Delta p \rho_{cp}}}, \quad (3.136)$$

где V — объемный расход воздуха на участке, определяемый по (3.134), м³/мин; L_p — расчетная длина трубопровода, м; Δp — потеря давления на участке, Па;

$$\rho_{cp} = \frac{\rho_n + \frac{\Delta p}{2}}{RT_{cp}}.$$

ρ_{cp} — средняя плотность на участке, кг/м³.

По рассчитанной величине принимается стандартный диаметр трубопровода. С. С. Смородин предлагает определять диаметр (см) трубопровода по формуле:

$$D = 0,657 \sqrt[5]{\frac{\pi^2 R_y^2 \rho_{np}^{1,52} l_p}{(\rho_{np} + \rho_0) \Delta p}}, \quad (3.137)$$

где l_p — расчетная длина трубопровода, м; ρ_0 — давление воздуха окружающей среды, МПа; Δp — потери давления на участке, МПа. Остальные значения параметров приведены в формуле (3.131).

3.9.3. Проектирование сложной пневматической сети

Схема сложных рудничных воздухопроводов складывается из большого числа разнообразных элементов. Акад. М. М. Федоров предложил метод расчета разветвленных воздухопроводов с учетом изменения состояния воздуха при движении его по воздухопроводу. Закон изменения состояния движущегося

сжатого воздуха по рудничным воздухопроводам принят поли-
тропным с показателем процесса $n=1,3$.

Воздухопроводы по методу М. И. Федорова рассчитываются в направлении от компрессорной станции к потребителям. Потери давления воздуха принимают в процентах на единицу длины воздухопровода от давления в начале расчетного участка.

При расчете воздухопроводов по методу М. М. Федорова задаются расходом воздуха по всем концевым элементам вне связи с действительным давлением воздуха у потребителей. Отсутствие зависимости расхода от давления и потери давления от расхода приводят к неопределенностям в результатах.

В методике расчета трубопровода, предложенной акад. А. П. Германом, расчет ведется в направлении от потребителей к компрессорной станции при условии одинакового давления у всех потребителей.

Основные методы расчета шахтных пневматических сетей базировались на аналитическом или графическом методе расчета. В используемых методах расчета сети не учитываются распределенный характер утечек в трубопроводе, нестабильность потребления воздуха производственными участками. Отсутствовали методы расчета пневмосетей, содержащих кольцевые соединения или питающихся от нескольких компрессорных станций.

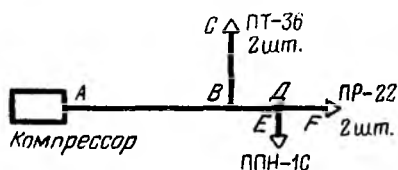
Ю. А. Цейтлин предложил метод расчета сложных трубопроводных систем различного назначения с использованием ЭВМ.

Производительность компрессорной станции $V_{к.с.}$, приведенная к нормальным условиям и обеспечивающая с 97 %-ной вероятностью значение давления в пунктах потребления не ниже расчетного, определяется по формуле (метод расчета ДГИ):

$$V_{к.с.} = k_{сф} \left[\mu \sum_{i=1}^N q_i n_i k_{п} k_{о} k_{з} k_{д} k_{см} k_{в} + 2,7 \mu \times \right. \\ \times \sqrt{\sum_{i=1}^N [q_i (k_{п} k_{о} k_{з})^2 k_{д} k_{см} k_{в} (1 - k_{в})] + \mu v m k_{д.м} +} \\ \left. + \sum_s^2 b_s L_s k_{дс} \right],$$

где v — предельно допустимые утечки сжатого воздуха на одно присоединение к магистральному воздухопроводу, $\text{м}^3/(\text{мин} \cdot \text{шт})$; $m = \sum n_i - 0,65 n_{\text{пер}}$ — число присоединений к магистральному воздухопроводу, равное, как правило, числу присоединений к пневмосети потребителей (n_i) за вычетом 65 % перфораторов $n_{\text{пер}}$, которые непосредственно к магистральному воздухопро-

Рис. 3.47. Схема сложной пневматической сети



воду не присоединены; b_s — предельно допустимые утечки сжатого воздуха s -го участка воздухопровода, $\text{м}^3/(\text{мин} \cdot \text{км})$; L_s — длина воздухопровода s -го участка, определяется проектом или схемой сети, км.

Отклонение фактического давления сжатого воздуха на участках трубопроводов и в местах присоединений потребителей должно учитываться коэффициентом $k_{ds} = p_{fs}/p_{ps}$ и $k_{dm} = p_{fm}/p_{pm}$, где p_{fs} и p_{fm} — соответственно фактическое избыточное давление сжатого воздуха на s -м участке сети и в местах присоединения; p_{ps} и p_{pm} — расчетные давления на этих участках.

Пневматическую сеть (по методу проф. В. А. Мурзина) рассчитывают в таком порядке: вычерчивают схему сети с указанием числа и типа потребителей сжатого воздуха во всех пунктах и длины отдельных участков; принимают давление в пунктах потребления; отделяют период наибольшей нагрузки пневмосети и расход воздуха на всех ее участках; по оптимальной скорости устанавливают расчетные диаметры участков и принимают трубы по ГОСТу; определяют потери давления на этих участках и давление воздуха в узловых точках и у компрессорной станции; определяют потери давления в ответвлениях; по формуле (3.114) рассчитывают диаметры простых ответвлений; для сложных ответвлений рассчитывают удельные потери давления, определяемые как отношение потери давления в ответвлении к длине трубопровода, соединяющего его узловую точку с наиболее удаленным пунктом потребления этой части пневмосети. По удельным потерям давления устанавливают потери давления на отдельных участках ответвлений, соединяющих узловую точку с наиболее удаленным пунктом потребления рассматриваемой части сети, и рассчитывают диаметры их участков; потери давления и диаметры остальных участков ответвлений определяют по давлению в начальном и конечном сечениях их или по удельным потерям давления.

Для иллюстрации проведем расчет сложной пневматической сети (рис. 3.47).

Пример.

Исходные данные: длина трубопроводов $AB=1200$ м, $BC=550$ м, $BD=300$ м, $DF=400$ м, $DE=200$ м; характеристики потребителей — ППН-1С; $p_n=0,6$ МПа; $V=11$ $\text{м}^3/\text{мин}$; ПТ-36; $p_n=0,6$ МПа; $V=4,5$ $\text{м}^3/\text{мин}$; ПР-22; $p_n=0,6$ МПа; $V=2,5$ $\text{м}^3/\text{мин}$.

1. Исходя из характеристики применяемого оборудования, расчетное абсолютное давление воздуха во всех пунктах потребления принимается $p_n = 0,6$ МПа.

2. Определяем по формуле (3.129) объемный расход воздуха на участке DF , соединяющий наиболее удаленный пункт потребления F с компрессорной станцией A ,

$$V_{DF} = V_F + \frac{\Delta V_{DF}}{2} = k_y q_1 n_1 k_{п1} k_{з1} k_{д1} + \frac{3 \cdot 1,1 L_{DF}}{2} =$$

$$= 1,2 \cdot 2,5 \cdot 2 \cdot 1,15 \cdot 0,9 \cdot 1,0 \cdot 1,01 + \frac{3 \cdot 1,1 \cdot 0,4}{2} = 6,93 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Аналогичным способом рассчитываем расход воздуха на участках DB и BA .

3. По формуле (3.133) определяем диаметр трубопровода на участке DF ; средняя температура сжатого воздуха принимается 293 К и среднее давление — равным давлению в пункте потребления F :

$$D_{DF} = (0,85 \div 1,1) \sqrt{\frac{V_{DF} T_{cp}}{p_{cp}}} = (0,85 \div 1,1) \sqrt{\frac{6,93 \cdot 293}{0,6}} =$$

$$= (49,4 \div 63,9) \text{ мм.}$$

По ГОСТу принимаем стандартные трубы с наружным диаметром 73 мм (внутренний диаметр 64 мм), после этого рассчитываем фактические потери давления на участке.

4. Для этого предварительно определяем расход воздуха (кг/мин), коэффициент сопротивления, эквивалентные длины местных сопротивлений и расчетную длину участка,

$$G_{DF} = V_{DF} \rho_0 = V_{DF} \frac{p_0}{RT_0} = 6,93 \frac{101\,500}{287 \cdot 293} = 8,35;$$

$$\lambda_{DF} = \frac{0,021}{D^{0,3}} = \frac{0,021}{0,064^{0,3}} = 0,0479;$$

$$L_{p\,DF} = 1,1L = 1,1 \cdot 400 = 440 \text{ м.}$$

5. Абсолютное давление в точке D , исходя из уравнения (3.112)

$$p_D = \sqrt{p_F^2 + \frac{\lambda_{DF} G_{DF}^2 R T_{cp}}{225 \pi^2 D_{DF}^5} L_{DF}} =$$

$$= \sqrt{0,36 \cdot 10^{12} + \frac{0,0479 \cdot 8,35^2 \cdot 287 \cdot 293}{225 \cdot 3,14^2 \cdot 0,064^5} 440} =$$

$$= 0,642 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,642 \text{ МПа.}$$

6. Таким образом, потеря давления на участке DF

$$\Delta p_{DF} = p_D - p_F = 0,642 - 0,6 = 0,042 \text{ МПа.}$$

7. По известным давлениям воздуха в точке D и пункте потребления E определяем потери давления на участке DE ,

$$\Delta p_{DE} = \Delta p_{DF} = p_D - p_n = 0,642 - 0,6 = 0,042 \text{ МПа};$$

$$D_{DE} = \sqrt[5,3]{1,39 \cdot 10^{-3} \frac{V_{DE}^2 L_{DE} T_{cp}}{\rho_{cp} \Delta p_{DE}}} =$$

$$= \sqrt[5,3]{1,39 \cdot 10^{-3} \frac{14^2 \cdot 220 \cdot 293}{0,621 \cdot 0,042 \cdot 10^{12}}} = 68,61 \text{ мм.}$$

8. Расход воздуха через участок BD

$$V_{BD} = V_D + \frac{\Delta V_{BD}}{2} = 20,92 + \frac{3 \cdot 1,1 \cdot 0,33}{2} = 21,46 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Затем по описанной выше методике определяют диаметр участка BD , массовый расход по нему и соответственно давление воздуха в узле B . Участок BC рассчитывают аналогично участку DE . При расчете участка AB , примыкающего к компрессорной станции, средняя температура принята 308 К.

9. Расход воздуха на участке AB :

$$V_{AB} = 32,7 + \frac{3 \cdot 1,1 \cdot 1,32}{2} = 34,88 \text{ м}^3/\text{мин};$$

$$G_{AB} = V_{AB} \frac{101500}{287 \cdot 308} = 42,10 \text{ кг/мин.}$$

10. Диаметр трубопровода на участке AB :

$$D_{AB} = (0,85 \div 1,1) \sqrt[0,7]{\frac{34,88 \cdot 308}{0,7}} = 105,3 \div 136,3 \text{ мм.}$$

11. По ГОСТу принимаем внутренний диаметр трубопровода $D = 150$ мм, тогда $\lambda = 0,021/0,15^{0,3} = 0,037$.

12. Давление воздуха в точке A :

$$p_A = \sqrt{p_B^2 + \frac{\lambda_{AB} G_{AB}^2 R T_{cp}}{225 \pi^2 D_{AB}^5} L_{AB}} =$$

$$= \sqrt{0,669^2 \cdot 10^{12} + \frac{0,037 \cdot 42,1^2 \cdot 287 \cdot 308}{225 \cdot 3,14^2 \cdot 0,15^5} 1320} = 0,702 \text{ МПа.}$$

13. Потеря давления на участке AB

$$\Delta p_{AB} = p_A - p_B = 0,702 - 0,669 = 0,033 \text{ МПа.}$$

Данные расчетов сведены в табл. 3.1.

14. Удельная индикаторная работа (кДж/м³) при адиабатном сжатии воздуха

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right] = \frac{1,4}{1,4-1} 101,5 \left[\left(\frac{702,0}{101,5} \right)^{1,4-1/1,4} - 1 \right] =$$

$$= 267,19 \text{ кДж/м}^3.$$

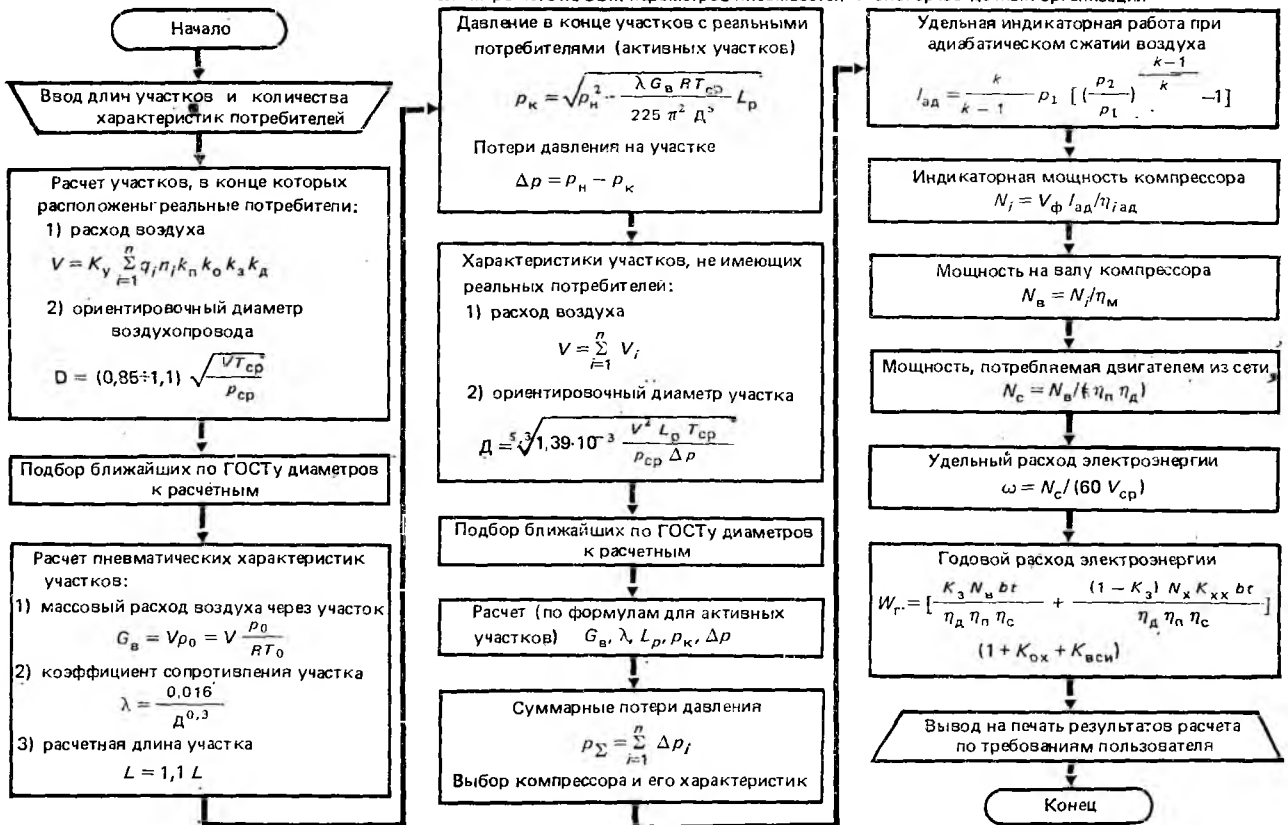


Таблица 3.1

Участок сети	Расход воздуха, м³/мин	Расчетная длина участка, м	Потеря давления, МПа	Расчетный диаметр трубопровода, мм	Принятый стандартный диаметр трубопровода, мм
ДП	6,93	440	0,042	49,4—63,9	64
ДБ	14,00	220	0,042	68—61	81
ВД	21,46	330	0,027	83—108	100
ВС	11,18	605	0,069	106,5	121
ДВ	34,88	1320	0,033	105,3—136,3	150

15. Мощность (кВт) на валу компрессора

$$N_v = V \phi_{ад} / (\eta_{iад} \eta_m) = \frac{34,88 \cdot 267,19}{60 \cdot 0,85 \cdot 0,9} = 203,04 \text{ кВт.}$$

16. Мощность (кВт), потребляемая двигателем из сети

$$N_c = \frac{N_v}{\eta_d \eta_n} = \frac{203,04}{1,0 \cdot 0,92} = 220,7 \text{ кВт.}$$

где $\eta_m = 1,0$ — к. п. д. передачи; $\eta_d = 0,92$ — к. п. д. двигателя.

17. Удельный расход электроэнергии на выработку 1 м³ воздуха.

$$\omega = \frac{N_c}{60 V_{AB}} = \frac{220,7}{60 \cdot 34,88} = 0,11 \text{ кВт·ч/м³.}$$

18. Годовой расход электроэнергии приводами компрессорной станции.

$$W_r = \left[\frac{k_3 N_v b_l}{\eta_d \eta_n \eta_c} + \frac{(1 - k_3) N_x b_l}{\eta_d \eta_n \eta_c} \right] (1 + k_{ox} + k_{всп}) = \left[\frac{0,8 \cdot 203,04 \cdot 300 \cdot 20}{0,92 \cdot 1,0 \cdot 0,95} + \frac{(1 - 0,8) 80 \cdot 0 \cdot 300 \cdot 20}{0,92 \cdot 1,0 \cdot 0,95} \right] (1,0 + 0,05 + 0,03) = 1322928,33 \text{ кВт·ч/год.}$$

где $k_3 = 0,8$ — коэффициент загрузки компрессора; $\eta_m = 0,92$ — к. п. д. двигателя; $\eta_n = 1,0$ — к. п. д. передачи; $\eta_d = 0,95$ — к. п. д. сети; $k_{ox} = 0,05$ — коэффициент, учитывающий расход энергии на охлаждение воздуха; $k_{всп} = 0,03$ — коэффициент, учитывающий расход энергии на вспомогательные нужды; $b = 300$ — число рабочих дней в году; $t = 20$ ч — число часов работы компрессорной станции в сутки.

Для расчета пневматических сетей приписок по выше приведенной методике представлена блок-схема (рис. 3.48) для определения основных параметров компрессорной станции на ЭВМ.

Рис. 3.48. Блок-схема расчета пневматических сетей для приписок

3.9.4. Эксергетический метод анализа компрессорных установок

Энергия сжатого воздуха или работоспособность — это максимальная располагаемая работа, которую можно получить от системы в результате обратимого перехода ее от данного состояния к равновесному с окружающей средой при теплообмене системы только с окружающей средой. Максимальную работу системы при переходе ее от неравновесного состояния к равновесному, как известно из термодинамики, можно получить только путем обратимых адиабатных и изотермических процессов.

Р. Клаузиус сделал вывод о том, что для каждого кругового процесса применимы следующие два уравнения:

$$W = Q \text{ и } \oint \frac{dQ}{T} = -N, \quad (3.138)$$

где N — некомпенсированное приращение, возникающее в течение кругового процесса; W — работа цикла $Q = Q_1 + Q_2$ — сумма подведенного и отведенного тепла в цикле.

Примем, что имеется Q_1 , которое сообщается рабочему телу при переменной температуре; известен теплообменник с постоянной температурой T_0 , которому рабочее тело отдает пока еще неизвестное количество тепла Q_0 .

С учетом этого разбиваем круговой интеграл уравнения (3.138)

$$\oint \frac{dQ}{T} = \int_0^{Q_1} \frac{dQ}{T} + \frac{Q_0}{T_0} = -N,$$

откуда

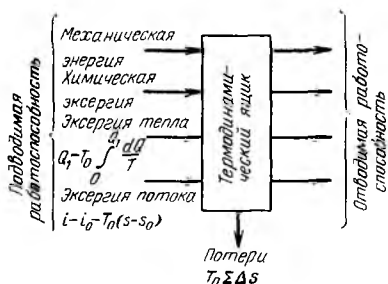
$$Q_0 = -T_0 \int_0^{Q_1} \frac{dQ}{T} - T_0 N.$$

Подставляя Q_0 в уравнение (3.138), получаем

$$W = Q_1 - T_0 \int_0^{Q_1} \frac{dQ}{T} - T_0 N. \quad (3.139)$$

Р. Клаузиус отмечает, что уравнение (3.139) ведет к искомой величине работы путем, противоположным обычному — если обычно определяют отдельно работу каждого из процессов цикла, а затем результаты суммируют, то сейчас исходят из максимума работы и вычитают из нее потери, возникающие из-за необратимости процессов.

Рис. 3.49. Схема баланса энергетической установки



Любую энергетическую установку можно представить в виде некоего термодинамического ящика, ограниченного контрольной поверхностью (рис. 3.49). В самом общем виде через контрольную поверхность подводится и отводится пригодная для технического использования энергия в четырех различных формах — механической (или электрической) энергии, эксергии тепла, эксергии потока и химической эксергии (эксергия топлива). Через эту же поверхность отводятся эксергические потери.

В соответствии с изложенной картиной потоков пригодной энергии системы эксергический метод используют при анализе понятия эксергического к. п. д., который определяется как отношение отдаваемой пригодной для технического использования энергии к подводимой, пригодной для технического использования энергии, т. е. $\eta_{\text{ex}} = \frac{\text{отведенная эксергия}}{\text{подведенная эксергия}}$.

Эксергический к. п. д. может применяться как для характеристики совершенства всей установки в целом, так и отдельных ее узлов.

Полезным эффектом действия компрессора является прирост энергии сжимаемого воздуха. Во время сжатия чаще всего выделяется тепло, которое в ряде случаев может быть полезно использовано. Тогда повышение энергии в компрессоре можно определить по эффективной работе и приросту эксергии теплового источника, который поглощает тепло, выделяющееся при сжатии. Отсюда эксергический к. п. д. компрессора

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{(i - i') - T_0(s - s')}{l_k - \left(Q' - T_0 \frac{dQ'}{T'} \right)}, \quad (3.140)$$

где $i - i'$ — приращение энтальпии; $s - s'$ — приращение энтропии при сжатии воздуха; l_k — эффективная работа, затраченная на единицу массы сжатого воздуха; dQ' — элементарное количество тепла, отведенное от сжимаемого воздуха; T' — мгновенная температура источника.

Если сжатие воздуха протекает без охлаждения рубашки цилиндра компрессора или тепло, отданное сжимаемым возду-

хом, отводится в окружающую среду, то второй член знаменателя в выражении (3.140) становится равным нулю.

Мощность компрессора можно считать состоящей из изотермной мощности $N_{из}$, потерь мощности из-за отклонения от изотерм процессов сжатия и расширения — ($\sim 10\%$ от N_k), газодинамических потерь в клапанах, аппаратуре, арматуре и газовом тракте — ($5\text{--}8\%$ от N_k), потерь на недоохлаждение в промежуточных охладителях — ($2\text{--}3\%$ от N_k), потерь из-за неплотностей и подогрева — ($7\text{--}9\%$ от N_k), и потерь на трение — ($5\text{--}12\%$ от N_k). Энергия, подведенная к воздуху, отводится в виде тепла в промежуточных охладителях, в цилиндрах и крышках, через стенки трубопроводов, с маслом механизма движения и с уходящим воздухом.

3.9.5. Повышение эффективности работы рудничных пневматических установок

Проведение мероприятий по повышению экономичности работы отдельных узлов пневматических установок (карьеров и приисков) дает возможность существенно повысить общий к. п. д. и эффективность работы этих установок.

Коэффициент полезного действия пневматической установки $\eta_{п.у}$ определяется из выражения $\eta_{п.у} = \eta_{к.с} \eta_{в.с} \eta_{п}$, где $\eta_{к.с}$ — к. п. д. компрессорной станции; $\eta_{в.с}$ — к. п. д. воздухопроводной сети; $\eta_{п}$ — к. п. д. приемников пневматической энергии.

Обследование ряда пневматических установок показало, что их к. п. д. колеблется в пределах $7,4\text{--}8,7\%$, а в среднем составляет $8,05\%$. Применительно к этим же установкам увеличение $\eta_{п.у}$ на 1% приводит к уменьшению расхода электроэнергии на $11,5\%$, при увеличении к. п. д. на 3% — к уменьшению на $28,4\%$. Средние значения к. п. д. пневматической установки составляют: $\eta_{к.с} = 0,65$ — компрессорной станции; $\eta_{в.с} = 0,54$ — воздухопроводной сети; $\eta_{п} = 0,23$ — потребителей.

Повышение к. п. д. компрессорной станции достигается, главным образом, за счет повышения к. п. д. компрессора. Повышению к. п. д. компрессора способствует усиление интенсивности охлаждения и уменьшение в компрессоре внутренних утечек, гидравлических и механических потерь, особенно в нагнетательных и всасывающих клапанах.

Исследованиями на горных предприятиях установлено, что работа, затрачиваемая на преодоление сопротивлений при всасывании в цилиндры и выталкивании из них воздуха, в поршневых компрессорах с кольцевыми клапанами составляет около 26% общей работы, затрачиваемой в компрессоре. Увеличение к. п. д. компрессорной станции на 10% при неизменных значениях к. п. д. двух других компонентов установки приводит к увеличению к. п. д. пневматической установки на $1,1\%$.

Повышение к. п. д. воздухопроводной сети достигается благодаря уменьшению утечек через различные неплотности в воздухопроводе, а также снижению сопротивления движению воздуха в трубопроводах за счет правильного выбора диаметра труб. Увеличение к. п. д. воздухопроводной сети на 10 % при неизменных значениях к. п. д. других компонентов установки приводит к увеличению к. п. д. пневматической установки на 1,4 %.

Наряду с потерями через неплотности воздухопроводов не меньшее влияние на снижение экономичности работы компрессорных станций оказывает нерациональное использование энергии сжатого воздуха, что приводит к неоправданному росту количества электроэнергии на его производство, к падению давления в воздухопроводных сетях, снижению производительности приемников пневматической энергии. На многих горных предприятиях практикуется проветривание горных выработок сжатым воздухом. При этом принимается во внимание простота и удобство такого способа, но не учитывается большой расход электроэнергии — так, на подачу 1000 м³ воздуха вентилятором при давлении 0,005 МПа затрачивается 8 кВт·ч электроэнергии, а на сжатие 1000 м³ свободного воздуха до давления 0,5—0,6 МПа расходуется 100—125 кВт·ч электроэнергии.

Приемники пневматической энергии (перфораторы, поршневые двигатели) имеют низкий к. п. д., составляющий 0,2—0,25. Повышение к. п. д. приемников пневматической энергии должно быть достигнуто за счет правильной их эксплуатации. Увеличение к. п. д. приемников на 10 % при неизменных значениях к. п. д. других компонентов установки приводит к увеличению к. п. д. пневматической установки на 3,3 %. При увеличении к. п. д. каждого из компонентов установки на 10 % к. п. д. пневматической установки увеличивается на 15 %, т. е. в 2 раза.

Непроизводительные потери сжатого воздуха в приемниках пневмоэнергии часто превышают 30 % общего расхода. Эти потери вызываются: увеличенными зазорами между золотником и втулкой, между цилиндром и поршневыми кольцами из-за быстрой их изнашиваемости; неплотностями в сальниках и соединениях.

Вопросы для самопроверки

1. Объясните основные положения первого закона термодинамики.
2. Почему в изотермическом процессе сжатия отсутствует приращение внутренней энергии?
3. Напишите формулу по определению удельной работы при адиабатном процессе.
4. Объясните полдтотропный процесс сжатия воздуха.
5. Из каких циклов состоит теоретический рабочий процесс одноступенчатого поршневого компрессора?

6. Чем отличается действительный цикл от теоретического в поршневом компрессоре?
7. Что учитывает объемный к. п. д. компрессора и как выражается аналитическая форма его записи?
8. Что учитывает коэффициент подачи компрессора?
9. Почему нельзя сжать воздух в одной ступени до требуемого давления?
10. Напишите формулу для определения удельной работы для двухступенчатого сжатия.
11. Объясните основные параметры работы поршневого компрессора.
12. Объясните сущность регулирования производительности компрессора.
13. Какими способами возможно осуществить регулирование компрессора?
14. Объясните сущность регулирования компрессора изменением величины вредного пространства.
15. Как видоизменяется индикаторная диаграмма сжатия при дросселировании на линии всасывания?
16. По каким признакам классифицируются поршневые компрессоры?
17. Объясните основные преимущества и недостатки ротационных компрессоров.
18. Назовите основные способы регулирования ротационных компрессоров.
19. Объясните отличие протекания процесса сжатия в центробежном компрессоре от поршневого.
20. Назовите основные параметры работы центробежного компрессора.
21. Объясните сущность регулирования центробежного компрессора методом дросселирования.
22. Объясните сущность регулирования центробежного компрессора изменением частоты вращения вала.
23. Какие причины влияют на потери энергии при транспортировании воздуха?
24. Как влияет падение давления в сети на потери энергии?
25. Напишите формулы по определению конечного давления и потерь давления.
26. Назовите основные типы потребителей пневматической энергии и область их применения.
27. Назовите основные положения по проектированию пневматических сетей.
28. Как определяется расход воздуха в конечном потребителе?
29. Как определяются потери расхода воздуха по длине трубопровода?
30. Назовите основные методы повышения эффективности работы рудничных пневматических сетей.

4. РУДНИЧНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

4.1. РУДНИЧНЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ И ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

4.1.1. Общие сведения

Вентиляторы представляют собой большую группу компрессорных машин, используемых на промышленных предприятиях для перемещения больших количеств различных газов под относительно небольшим напором, максимальное значение которого не превышает 15 000 Па.

Вентиляторы по развиваемому давлению подразделяют на вентиляторы низкого (до 1000 Па), среднего (1000—3000 Па) и высокого (3000—15000 Па) давления. По условиям всасывания различают вентиляторы одно- и двустороннего всасывания, а по условиям нагнетания воздуха в напорный патрубок — диффузорные и бесдиффузорные.

В некоторых вентиляторах, особенно развивающих большие подачи перед входом в рабочее колесо, предусматривается установка направляющего аппарата с поворотными лопатками, предназначенными для регулирования напора и подачи вентиляторов. Вентиляторы могут быть соединены с приводом при помощи жесткой муфты, гидромуфты и ременной (плоско- или клиноременная) передачи. Привод через гидромуфту обеспечивает плавность пуска, а также бесступенчатость регулирования изменением частоты вращения, подачи и напора.

В промышленности вентиляторы имеют самое разнообразное применение: санитарно-техническое — для проветривания шахт и рудников; для вентиляции промышленных зданий в системах принудительной вентиляции (как приточной, так и вытяжной); для обогрева зданий в системах воздушного отопления в сочетании с нагревателями воздуха (калориферами); для кондиционирования воздуха; технологическое — для перемещения воздуха в больших количествах на технологические нужды в системах очистки воздуха, подачи воздуха реакторам, создания разрежений в аппаратах, отсоса дымовых газов, подачи воздуха на охлаждение электроприводов, создания избыточного давления между ротором и статором электродвигателей во взрывоопасных цехах.

В соответствии с условиями применения вентиляторы выпускают как в обычном, так и во взрывобезопасном исполнении.

Во взрывобезопасных конструкциях применяют материалы, при соударении которых не образуются искры, а также исключаются пирофорные соединения при перемещении газов с примесями H_2S . В вентиляторах часто используют сплавы алюминия.

В ЦАГИ разработан новый типаж вентиляторов (ГОСТ 11004—84), которым предусматривается дальнейшее совершенствование аэродинамических схем, повышение экономичности, улучшение способов регулирования, унификация узлов деталей, установление оптимальных областей промышленного использования и рациональных сроков службы вентиляторов, усовершенствование методов расчета их основных узлов [25].

Новые установки обеспечивают экономичное проветривание шахт с подачей (производительностью) от 5 до 700 м³/с и статическим давлением от 500 до 9000 Па. Они имеют устройства для экономичного регулирования подачи: осевой направляющий аппарат (ОНА) или регулируемый электропривод. Односторонние вентиляторы регулируются поворотом лопаток ОНА, снабженного механизмом одновременного поворота с ручным (небольшие вентиляторы) или механическим приводом, допускающим дистанционное и автоматическое регулирование на ходу. Двусторонние вентиляторы ВЦД-32М и ВЦД-47У могут регулироваться поворотом лопаток ОНА и при помощи регулируемого электропривода. При глубине регулирования примерно до 0,5 более экономично регулирование ОНА, при большой глубине регулирования более экономичным становится регулируемый электропривод. Вентиляторы ВЦД-47У имеют ОНА и также снабжены регулируемым электроприводом.

За последние 15 лет число ежегодно изготавливаемых центробежных вентиляторов уменьшилось, однако суммарные номинальные подача и мощность увеличились почти в 2,3 раза, что объясняется уменьшением числа изготавливаемых мелких вентиляторов и значительным увеличением числа мощных. Максимальная подача вентиляторов возросла с 300 до 700 м³/с, а максимальная мощность — с 2000 до 5000 кВт. Еще больше возросли средние значения подачи и мощности изготавливаемых центробежных вентиляторов — соответственно с 18,5 до 104 м³/с и с 109 до 610 кВт, т. е. почти в 5,6 раза.

В ближайшем будущем для проветривания крупных глубоких шахт потребуются вентиляторы с подачей до 1000 м³/с и давлением до 10 000 Па.

4.1.2. Классификация вентиляторных установок

Вентиляторные установки классифицируют по ряду признаков [25]:

по назначению — на главные, обеспечивающие подачу всего количества воздуха для проветривания шахты, вспомога-

ные, работающие при нагнетательно-всасывающем способе проветривания на всасывание последовательно с главным нагнетательным вентилятором для проветривания всех или части горных выработок; участковые, боковые, секционные, служащие для самостоятельного изолированного проветривания отдельных крыльев или участков, местного или частичного проветривания, которые берут часть воздуха из общего потока для проветривания только данной выработки;

по расположению — на поверхностные и подземные. Главные вентиляторные установки всегда располагают на поверхности, установки местного проветривания — под землей;

по способу проветривания — на установки с вентиляторами, работающими на всасывание, и работающими на нагнетание.

Всасывающие вентиляторы, отсасывая из забоев и горных выработок воздух, содержащий вредные примеси, газы и пыль, создают в горных выработках разрежение. В шахтах, опасных по газу и пыли, должна применяться всасывающая вентиляция.

Установки главного проветривания с вентиляторами, работающими на нагнетание, создают в горных выработках давление, превышающее атмосферное. Нагнетательное проветривание допускается только для негазовых шахт и лишь как исключение для неглубоких шахт первой категории по газу.

4.1.3. Параметры вентилятора

Вся система, через которую проходит перемещаемый вентилятором воздух, называется рудничной вентиляционной сетью. Потери давления складываются из потерь на трение о выработку, на удар при входе и выходе из вентилятора, при внезапном расширении и изменении направления воздушной струи. Для поддержания определенного расхода воздуха в вентиляционной сети необходимо, чтобы вентилятор создавал давление, равное сопротивлению всей рудничной сети при определенном в нем расходе и скоростях движения.

Теоретический напор, развиваемый колесом центробежного вентилятора, определяется по формуле Эйлера

$$H_T = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2 - v_1 u_1 \cos \alpha_1}{g},$$

где v_1 и v_2 — скорость воздуха соответственно на входе и выходе из рабочего колеса; u_1 и u_2 — окружная скорость воздуха соответственно на входе и выходе из рабочего колеса; α_1 и α_2 — углы соответственно между абсолютной и окружной скоростями; g — ускорение свободного падения.

С учетом гидравлических потерь за счет трения в каналах и зазорах, конечного числа лопаток, а также коэффициента

неравномерности распределения скоростей в каналах выражение для напора имеет следующий вид [21]:

$$H = \eta_r \sigma \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g},$$

где η_r — гидравлический к. п. д. вентилятора; σ — поправочный коэффициент на неравномерность распределения скоростей в каналах рабочего колеса.

В осевом вентиляторе энергия с вала потоку передается рабочим колесом, состоящим из закрепленных на втулке под углом к плоскости вращения консольных лопаток. Колесо при вращении, удерживаясь в осевом направлении, засасывает воздух, несколько закручивая его и перемещая вдоль оси.

Полное давление вентилятора есть разность абсолютных полных давлений потока воздуха при выходе из вентилятора p_{02} и перед входом в него p_{01} , Па; $p_v = p_{02} - p_{01}$.

Полное давление вентилятора складывается из статического p_{sv} и динамического p_{dv} давления выходящего из вентилятора потока воздуха: $p_v = p_{sv} + p_{dv}$.

Динамическое давление вентилятора определяется из среднерасходной скорости потока воздуха при выходе из вентилятора, Па:

$$p_{dv} = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{F_v} \right)^2 = \frac{1}{2} \rho v_v^2,$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³; Q — производительность вентилятора, м³/с; F_v — площадь выходного отверстия вентилятора, м²; v_v — среднерасходная скорость потока воздуха при выходе из вентилятора, м/с.

Под а ч у вентилятора различают объемную Q и массовую G , т. е. количество воздуха, перемещаемого вентилятором в единицу времени, выражают в единицах объема или в единицах массы. Для характеристики вентиляторов по объемной подаче ее приводят к стандартным атмосферным условиям. В этом случае подача

$$Q = \frac{G}{\rho} = \frac{\rho_0 p_0 T G}{p T_0},$$

где p_0 , T_0 , ρ_0 — соответственно давление, абсолютная температура и плотность воздуха при нормальных атмосферных условиях ($p_0 = 101,5$ кПа, $T_0 = 293$ К, $\rho_0 = 1,2$ кг/м³); p , T , ρ — те же параметры в реальных условиях.

Для вентиляторов за нормальные атмосферные условия принимают барометрическое давление $B = 101,5$ кПа, температуру $T = 293$ К и относительную влажность $\phi = 50$ %, при этом $\rho_0 = 1,2$ кг/м³.

Плотность воздуха при произвольных значениях B и T

$$\rho = \frac{293B}{101\,500T} \rho_0,$$

где B — барометрическое давление, Па; T — абсолютная температура воздуха, К.

При расчете плотности воздуха в вентиляционных сетях принимаются абсолютное давление потока и температура заторможенного воздуха, показываемая термометром в струе воздуха.

Полезная мощность N_V вентилятора определяется мощностью, отдаваемой вентилятором потоку воздуха в процессе идеального адиабатического сжатия. При отношении абсолютных давлений потока за вентилятором p_{02} и перед ним p_{01} не превышающем 1,3, полезную мощность N_V (Вт) допускается определять по формуле

$$N_V = (p_{02} - p_{01}) \left(1 - \frac{1}{2k} \frac{p_{02} - p_{01}}{p_{01}} \right) Q = p_V Q_V \beta,$$

где k — показатель адиабатического сжатия; p_V — полное давление вентилятора, Па; Q_V — подача вентилятора, м³/с; $\beta = 1 - \frac{1}{2k} \frac{p_{02} - p_{01}}{p_{01}}$ — коэффициент сжимаемого воздуха в вентиляторе.

Для атмосферного воздуха при $k=1,4$ коэффициент сжимаемости воздуха в вентиляторе $\beta = \left(1 - 0,36 \frac{p_V}{p_{01}} \right)$.

Полезная мощность $N_V(N_{sV})$, кВт, определяется произведением полного (статического) давления вентилятора $p_V(p_{sV})$ на его подачу Q_V , если вентилятор повышает абсолютное полное p_{01} (статическое p_{sV}) давление потока воздуха не более чем на 3 %.

$$N_V = \frac{p_V Q_V}{1000} = \frac{Q_V H_V \rho g}{1000};$$

$$N_{sV} = \frac{p_{sV} Q_V}{1000} = \frac{H_{sV} Q_V \rho g}{1000},$$

где H_V — напор вентилятора, м.

Потребляемая мощность $N(N_s)$ вентилятора

$$N = N_V / \eta; \quad N_s = N_{sV} / \eta_s,$$

где $\eta = \eta_0 \eta_r \eta_m$ — полный к. п. д. вентилятора, равный произведению объемного, гидравлического и механического к. п. д., η_s — статический к. п. д. вентилятора.

Введение η_s обусловлено тем, что источником энергии для перемещения воздуха при работе вентилятора служит статический напор, и соотношение статического и динамического давлений характеризует полноту использования в вентиляторе энергии. Для увеличения p_{sV} в некоторых вентиляторах уста-

навливают диффузоры, в которых происходит повышение p_{sv} за счет снижения p_{av} .

Мощность двигателя N_d (кВт) для привода вентилятора

$$N_d = r \frac{N}{\eta_n} = R \frac{Q_v H_{vpp}}{1000 \eta_n \eta_o \eta_r \eta_m},$$

где $r = 1,05 \div 1,25$ — коэффициент, характеризующий запас мощности двигателя на изменение режима работы вентилятора; η_n — к. п. д. передачи.

Работа вентилятора характеризуется соотношением параметров $p = f(Q)$, $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$.

Поскольку главной характеристикой работы вентилятора является $p = f(Q)$, в технической документации на поставку вентиляторов указываются: диапазон давлений; ограниченный к. п. д., на котором должен работать вентилятор при данной частоте вращения; потребляемая мощность для подбора привода.

4.1.4. Типы центробежных вентиляторов. Основные параметры и техническая характеристика

Для обеспечения необходимых вентиляционных параметров и повышения экономичности проветривания требуется постоянное совершенствование центробежных машин. Выпускаемые центробежные вентиляторы одно- и двустороннего всасывания имеют рабочие колеса с профилированными и назад загнутыми лопатками.

В вентиляторах двустороннего всасывания два колеса одностороннего всасывания параллельны, за счет этого достигается возрастание подачи без увеличения диаметра колеса. Вентиляторы двустороннего всасывания имеют шифр ВЦД (вентилятор центробежный двусторонний), одностороннего всасывания — шифр ВЦ.

Срок службы каждой из шахтных вентиляторных установок составляет 10—15 лет; за это время существенно меняются сопротивление сети и температура проветриваемых выработок, а следовательно, подача и давление вентилятора. Для обеспечения необходимых вентиляционных параметров центробежные вентиляторы снабжены регулирующими устройствами: аэродинамическими, к которым относятся ОНА и поворотные закрывки лопаток рабочих колес; электрическими — комплектами регулируемого электропривода.

Вентиляторы, регулируемые закрывками лопаток рабочих колес, имеют шифр ВЦЗ (вентилятор центробежный закрылочный); машины с электрическим регулированием специального шифра, как правило, не имеют. В некоторых случаях

в шифр вентилятора вводится обозначение его назначения: так, ВШЦ-16 (шурфовый); ВЦПД-8УМ и ВЦП-16 (П — проходческий); ВРЦД-4,5 (Р — рудничный).

Основной параметр шахтных центробежных вентиляторов — диаметр рабочего колеса, который входит в шифр машины (в дециметрах).

К вентиляторам одностороннего всасывания относятся ВЦ-7, ВЦ-11, ВЦП-16, ВШЦ-16, ВЦ-25, ВЦ-32. Основным элементом, обуславливающим компоновочное решение и конструктивные особенности этих вентиляторов — ротор, который может быть либо консольным (ВЦ-11М, ВШЦ-16, ВЦП-16, ВЦ-25М) либо двухпорным с рабочим колесом, расположенным между подшипниковыми опорами. Последнее решение нашло место в более крупных вентиляторах — ВЦ-31,5М. Рабочее колесо вентилятора ВЦ-7, насаженное непосредственно на вал электродвигателя, предназначено для установки в подземных выработках.

Центробежные вентиляторы (с диаметрами рабочих колес 1100 и 1600 мм), например, ВШЦ-16 (рис. 4.1), состоят из ротора 5, рабочего колеса 3, спирального кожуха 4, входного коллектора 1, осевого направляющего аппарата 2 и сварной рамы 6.

Вентилятор ВШЦ-16 применяется преимущественно для флангового проветривания и устанавливается на вентиляционных шурфах, ВЦП-16 — для проветривания забоев стволов при

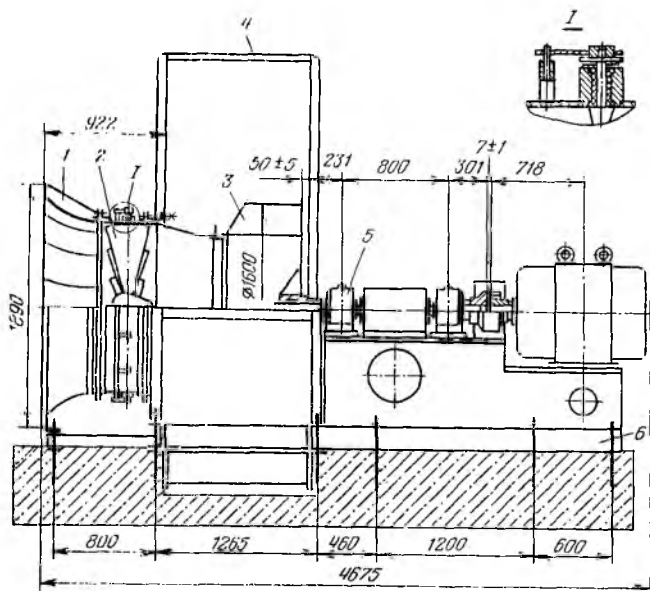


Рис. 4.1. Вентилятор ВШЦ-16

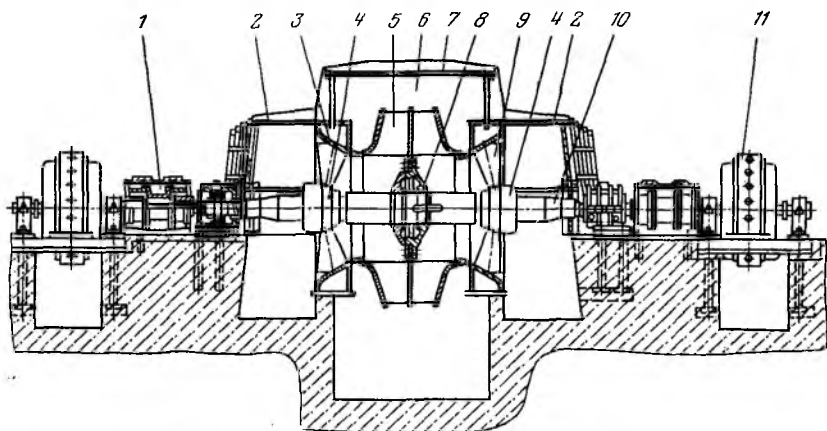


Рис. 4.2. Вентилятор ВЦД-47,5У

их проходке; вентилятор ВРЦД-4,5 разрабатывался специально для вентиляции глубоких рудников.

К вентиляторам двустороннего всасывания относятся ВЦПД-8УМ, ВЦД-31,5М, ВЦД-47,5У, ВЦД-47,5А. Аэродинамические качества этих машин таковы, что они обеспечивают подачу больших количеств воздуха, развивая при этом высокое давление, поэтому они применяются при проветривании глубоких труднопроветриваемых шахт и рудников.

Вентиляторы ВЦД-32М и ВЦД-47,5У (рис. 4.2) имеют много общего в конструкции. Рабочее колесо 5 двустороннего всасывания расположено посередине между опорами на валу 10 ротора; в вентиляторе ВЦД-32М оно насажено на посадочную проточку обода вала; в ВЦД-47,5У — на ступицу 8, закрепленную на валу на шпонке и прессовой посадке. Ступица 8 выполнена из двух половин с конусными наружными поверхностями, что позволяет направить воздушный поток из всасывающей коробки 2 при повороте на лопаточный венец и улучшить условия обтекания. В вентиляторе ВЦД-31,5М с этой целью, а также для увеличения поперечной жесткости коренного диска предусмотрены литые обтекатели. Как в том, так и в другом случае рабочее колесо крепится коренным диском к ободу вала или ступицы болтами, что облегчает монтаж и демонтаж, улучшает ремонтпригодность машины.

Лопатки 9 осевого направляющего аппарата одновременно устанавливаются на определенный угол с помощью кольцевого привода 4. За рабочим колесом 5 вентилятора располагается отвод. В большинстве вентиляторов он состоит из спирального корпуса и диффузора 7.

Приводные муфты в обоих вентиляторах зубчатые 1. Наружные обоймы соединены между собой вставкой. Наличие вставки и монтажного расстояния между торцами валов вентилятора и двигателя 11 позволяет заменять детали муфты и подшипники без демонтажа двигателя. В вентиляторе ВЦД-47,5У зубчатые муфты 1, закрепленные на обоих концах главного вала 10, соединяют вентилятор с двумя приводными двигателями 11 равной мощности.

В боковины статорной части 6 встроены входные конуса 3, в которых расположены лопатки 3 и 9 ОНА. Вентиляторы двустороннего всасывания ВЦД-31,5М и ВЦД-47,5У отличаются конструкцией направляющих аппаратов. При увеличении габаритов машин приводные кольца аппаратов, охватывающие корпус снаружи, не позволяют обеспечить достаточную четкость и надежность работы механизмов в связи с жесткостью этих колец, отсутствием в них внутренних связей. Лопатки направляющих аппаратов 9 вентиляторов ВЦД-31,5М и ВЦД-47,5У поворачиваются с помощью специальных кольцевых редукторов, корпуса которых подвешены во входных конусах на спицах.

Крупнейшими в отечественном и зарубежном вентиляторостроении являются центробежные вентиляторы двустороннего всасывания ВЦД-47,5А, предназначенные для проветривания наиболее глубоких полиметаллических рудников.

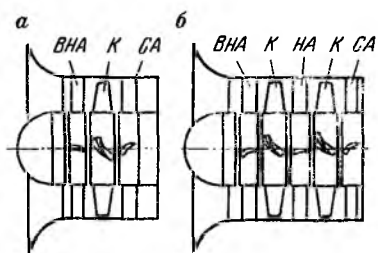
4.1.5. Конструкции осевых вентиляторов для главного и местного проветривания

Под аэродинамической схемой подразумевается совокупность следующих признаков и параметров, однозначно характеризующих проточную часть осевого вентилятора: число ступеней, равное числу рабочих колес; тип схемы, зависящий от наличия аппаратов и их расположения по отношению к рабочему колесу; относительный диаметр втулки; число лопаток колеса и аппаратов, углы их установки.

Одноступенчатые вентиляторы имеют следующие схемы: К, состоящую только из рабочего колеса (К); К+СА, включающую кроме рабочего колеса спрямляющий аппарат (СА); ВНА+К с установленным перед рабочим колесом входным направляющим аппаратом (ВНА); ВНА+К+СА (рис. 4.3, а) [4].

Двухступенчатые вентиляторы имеют схемы К+СА+К+СА и ВНА+К+НА+К+СА (рис. 4.3, б).

Каждая из приведенных схем осевых вентиляторов имеет свои особенности. По схеме К обычно выполняют вентиляторы с очень малыми коэффициентами давления ($\psi < 0,15$), у которых относительная скорость закручивания v_{2u} и связанное с ней динамическое давление незначительны. Однако выбор схемы дол-



жен быть обоснован, так как отсутствие спрямляющего аппарата вызывает уменьшение к. п. д. вентилятора в области рабочих режимов характеристики на 5—10 % и более. Это значит, что получение необходимых значений давления и подачи вентилятора, выполненного по схеме К (без аппарата) из-за снижения к. п. д. потребует большей мощности на его валу.

Вентиляторы, выполненные по многим из представленных выше схем со спрямляющим аппаратом, на выходе из аппарата имеют поток в осевом направлении, т. е. поток выходит под некоторым углом, примерно равным 80° , с небольшой остаточной скоростью закручивания (круткой). При этом число лопаток и осевой размер аппарата будут меньше, чем у аппарата, рассчитанного на осевой выход потока, а к. п. д. даже несколько больше. Следовательно, схему К+СА целесообразно применять при $\psi > 0,15$.

В спрямляющем аппарате динамическое давление, связанное со скоростью закручивания потока за рабочим колесом, преобразуется в статическое давление с некоторыми потерями, обусловленными течением в его диффузорном лопаточном венце. При этом увеличиваются как полное давление и к. п. д., так и статическое давление и к. п. д. вентилятора без изменения его мощностной характеристики.

Схема ВНА+К может использоваться в тех случаях, что и схема К+СА. Во входном направляющем аппарате поток закручивается против направления вращения колеса на величину, или равную скорости закручивания в колесе, или несколько меньшую. В первом случае поток выходит из колеса в осевом направлении (в абсолютном движении), во втором — с некоторой остаточной круткой.

В схеме ВНА+К относительные скорости течения по сравнению со схемой К+СА возрастают и могут увеличиться даже в 1,5 раза. Это главным образом и есть причина того, что максимальный к. п. д. вентилятора, выполненного по схеме ВНА+К, меньше, чем вентилятора, выполненного по схеме К+СА, несмотря на то, что потери давления в конфузорных межлопаточных каналах ВНА могут быть меньше, чем в диффузорных каналах СА. В зависимости от сочетания коэффици-

ентов давления и подачи к. п. д. этих схем могут отличаться на 3—10 %.

Однако вентиляторы, выполненные по схеме ВНА+К, более предпочтительны, когда необходимо, чтобы в сети, на которую работает вентилятор, подача и давление изменялись. Эффективным регулирующим органом является входной направляющий аппарат с поворотными лопатками.

Схема ВНА+К+СА сочетает в себе особенности обеих схем — К+СА и ВНА+К; к. п. д. вентиляторов, выполненных по такой схеме, практически такой же, как и у вентиляторов, выполненных по схеме К+СА. Коэффициенты же давления могут быть высокими. В схемах ВНА+К+СА при исходном расчетном положении лопаток ВНА поток обычно закручивается во ВНА против направления вращения колеса не больше, чем на половину скорости закручивания в колесе. Расчетная закрутка потока по ВНА схемы ВНА+К+СА по направлению вращения колеса у низкоскоростных вентиляторов при малых числах Маха обычно не применяется, так как максимальный к. п. д. по сравнению со схемой К+СА не повышается, а скорость закручивания потока за колесом значительно увеличивается, что усложняет выполнение эффективного спрямляющего аппарата [4].

Двухступенчатые вентиляторы ВОД-11П, ВОД-16П, ВОД-30М, ВОД-40М и ВОД-50 выполняются по аэродинамической схеме ЦАГИ К-84 (К — крученые лопатки, 84 — коэффициент удельной быстроходности). Они имеют более высокий к. п. д. по сравнению с вентиляторами типов ВОК и ВОКД, причем средний к. п. д. их в нормальной области работы составляет не менее 0,75.

Направляющий и спрямляющий аппараты вентиляторов ВОД имеют по 14 лопаток, которые при нормальной работе установлены под углом 76° к плоскости вращения колеса. При реверсировании струи лопатки поворачиваются на 153 — 158° , благодаря чему изменяется направление их выпуклости. Изменение направления выпуклости лопаток и направления вращения рабочих колес обеспечивает реверсирование струи без ляд и обводных каналов, при этом подача вентилятора благодаря отсутствию подсосов в реверсирующих устройствах составляет 60—70 % нормальной.

Подача вентиляторов регулируется изменением угла установки лопаток на рабочем колесе в пределах 15 — 45° , более тонкое регулирование осуществляется одновременным поворотом лопаток направляющего аппарата на угол 5 — 10° (иногда до 36°). На рис. 4.4 приведен общий вид вентилятора ВОД-30М.

Установка состоит из двигателя 1 (рис. 4.4); тормоза 2; главного вала 3; переднего обтекателя 4; рабочих колес соответственно первой 5 и второй 8 ступеней; промежуточного на-

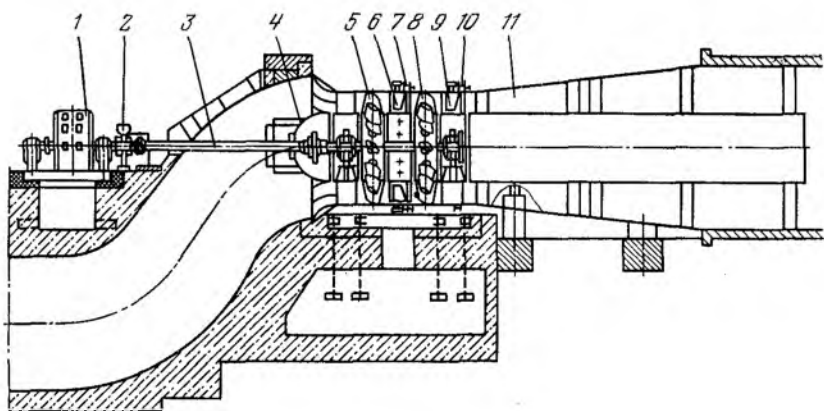


Рис. 4.4. Общий вид вентилятора ВОД-30М

правляющего аппарата 6 и механизма поворота его лопаток 7; спрямляющего аппарата 9 и механизма поворота 10 его лопаток; а также диффузора 11.

Вентилятор встречного вращения ВОД-16П выполнен по аэродинамической схеме, разработанной ВНИИГМ им. М. М. Федорова (цифрами обозначен диаметр рабочего колеса, дм). По этой же схеме выполнен вентилятор ВВВ-21, основные параметры которого аналогичны основным параметрам вентилятора ВОД-21М.

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

Практика эксплуатации вентиляторов местного проветривания показала, что в условиях проведения выработок, когда длина трубопровода сравнительно невелика (до 150 м), вентилятор должен быть одноколесным, а в дальнейшем к нему может быть последовательно присоединен другой вентилятор. На рис. 4.5 приведены сводные графики области промышленного использования вентиляторов местного проветривания новых типов. Вентиляторы ВМ нового типа имеют такие особенности:

при помощи направляющего аппарата можно регулировать подачу и давление вентилятора в широких пределах. Механизм поворота резиновых лопаток направляющего аппарата расположен во втулке, служащей передним обтекателем;

рабочее колесо благодаря конической втулке обеспечивает меридиональное ускорение потока (в направлении от малого

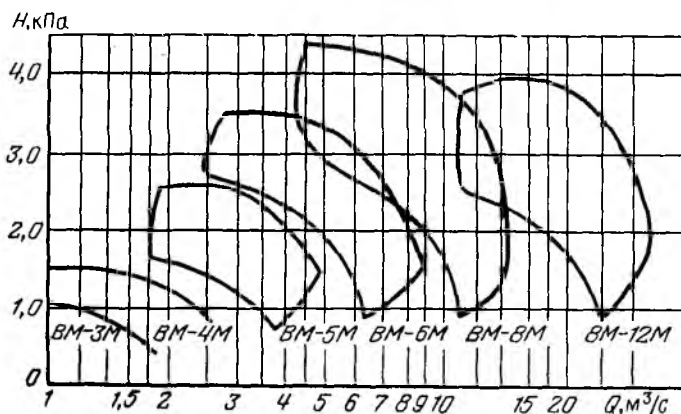


Рис. 4.5. Сводные графики областей промышленного использования осевых вентиляторов местного проветривания с электрическим приводом

основания к большому основанию конуса втулки), при этом почти вся энергия, подводимая к рабочему колесу, превращается в скоростное давление;

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

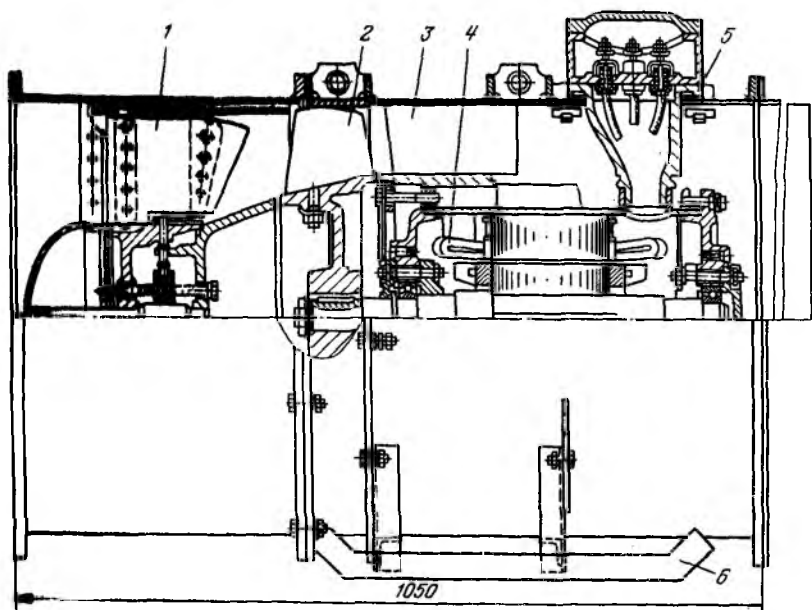


Рис. 4.6. Вентилятор ВМЦ-6М

Вентиляторы ВМ выпускаются шести типоразмеров: ВМ-3М, ВМЭ-4, ВМЭ-5, ВМЦ-6М, ВМЦ-8М, ВМЦ-10М, ВМ-12М (цифры обозначают диаметр выходного патрубка в дециметрах). Вентиляторы ВМ-3М и ВМ-4М имеют нерегулируемый направляющий аппарат.

Вентиляторы типа ВМ имеют одинаковую конструктивную схему и отличаются размерами и конструкцией отдельных узлов. Основные узлы вентилятора ВМЦ-6М (рис. 4.6): входной направляющий аппарат 1, рабочее колесо 2, спрямляющий аппарат 3, встроенный электродвигатель 4, кабельный ввод 5 и салазки 6.

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

В вентиляторе ВЦ-7 для уменьшения габаритов выход воздушного потока имеет осевое направление. Подача вентилятора ВЦ-7 регулируется поворотом закрылков лопаток рабочего колеса.

4.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕТЕЙ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

4.2.1. Способы вентиляции рудников

Для обеспечения движения заданного количества воздуха по горным выработкам в определенном направлении необходимо создать перепад давления. В зависимости от способа создания перепада давления в системе горных выработок различают всасывающий, нагнетательный и нагнетательно-всасывающий способы вентиляции.

На выбор способа проветривания оказывают влияние: порядок отработки рудного поля, глубина разработки, депрессия на участках, величина утечек воздуха через различные неплотности вентиляционной сети, величины сопротивлений участков и рудника, схемы проветривания рудника.

Если общее сопротивление вентиляционных выработок значительно превышает сопротивление откаточных, то целесообразно применять всасывающий способ вентиляции до тех пор, пока очистные работы не подойдут к району флангового ствола, где эффективней использование нагнетательно-всасывающего способа. Если при всасывающем способе вентиляции на значительной части поля не обеспечивается депрессия ниже предельно допустимой, то отработку этажа от центра поля рекомендуется вести при всасывающем способе вентиляции, пока действующая депрессия на участке не превысит допустимую, после этого следует переходить у границы рудничного поля на

нагнетательно-всасывающий способ, вблизи флангового ствола — на нагнетательный [25].

Основные недостатки нагнетательно-всасывающего способа — сложность регулирования совместной работы вентиляторов и возможность изменения в зоне очистных работ направления действия депрессии.

Для обеспечения устойчивости совместной работы нагнетательного и всасывающего вентиляторов, необходимо: депрессию нагнетательного вентилятора принять равной сумме потерь напора в калорифере, во всасывающем и нагнетательных каналах вентилятора, в стволе и в горных выработках до вентиляционного горизонта наиболее труднопроветриваемого участка; создать резерв нагнетательного вентилятора (за вычетом внешних утечек); подачу всасывающего вентилятора увеличить в соответствии с возможностью повышения подачи нагнетательного вентилятора.

Нагнетательно-всасывающий способ проветривания не рекомендуется применять при центральной схеме вентиляции. С увеличением глубины разработки нагнетательно-всасывающее вентилирование рудников затрудняется (сложность реверсирования струи, увеличение затрат на установку и обслуживание дополнительного вентилятора, значительные утечки воздуха у нагнетательного вентилятора, трудности регулирования) и все большее значение приобретают преимущества всасывающего способа (большая легкость реверсирования, меньшее число вентиляторов, отсутствие герметизации стволов и утечки в околоствольные выработки, меньшие суммарные затраты, лучшая управляемость проветриванием) [23]. При проектировании проветривания глубоких горизонтов (300—400 м) следует ориентироваться на всасывающий способ при секционной системе проветривания.

4.2.2. Эквивалентное отверстие рудника

Под эквивалентным отверстием рудника подразумевают воображаемое отверстие в тонкой стенке, через которое протекает такой же расход воздуха, как и в сети при напоре, теряемом на преодоление сопротивления в данной вентиляционной сети (A_p — площадь эквивалентного отверстия, м²).

Расход жидкости при ее истечении из малого отверстия в тонкой стенке

$$Q = \alpha F \sqrt{2gH_{отв}},$$

где $\alpha = 0,62 \div 0,64$ — коэффициент расхода при истечении из малого отверстия в тонкой стенке; F — площадь сечения отверстия, м²; $H_{отв}$ — напор протекающей через это отверстие жидкости, м.

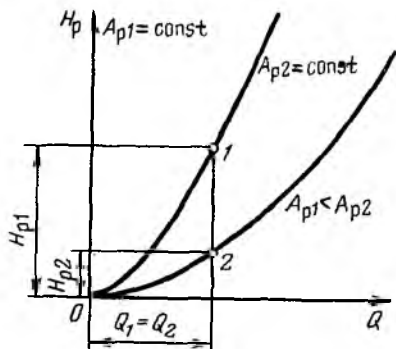


Рис.4.7. Характеристика рудника в зависимости от размеров эквивалентного отверстия

Подставляя вместо α и g их значения ($\alpha=0,64$; $g=9,81$ м/с²) и принимая согласно определению понятия эквивалентного отверстия рудника $A_p=F$ и для вентиляционной установки $H_{\text{отв}}=H_p$, получаем выражение для вычисления A_p :

$$A_p = 0,353Q/\sqrt{H_p}.$$

Общерудничная депрессия h_p (Па) с напором связаны зависимостью $h_p=\rho g H_p$, следовательно, уравнение для эквивалентного отверстия рудника

$$A_p = 1,21Q/\sqrt{h_p}. \quad (4.1)$$

Из уравнения (4.1) напишем выражение для расхода воздуха и депрессии рудника:

$$Q = 0,826A_p \sqrt{h_p} \text{ и } h_p = 1,464 \left(\frac{Q}{A_p} \right)^2. \quad (4.2)$$

Уравнения (4.1) и (4.2) связывают эквивалентное отверстие и параметры характеристики рудника. На рис. 4.7 представлена характеристика $H_p=f(Q)$ рудника в зависимости от размеров эквивалентного отверстия A_p .

При одинаковой подаче $Q_1=Q_2$ вентилятора при различных эквивалентных отверстиях рудника $A_{p1} < A_{p2}$ напор вентилятора в точке 1 — H_{p1} больше напора H_{p2} вентилятора в точке 2.

При последовательном соединении горных выработок эквивалентное отверстие рудника

$$\frac{1}{A_p^2} = \frac{1}{A_{p1}^2} + \frac{1}{A_{p2}^2} + \dots + \frac{1}{A_{pn}^2}.$$

При параллельном соединении n выработок эквивалентное отверстие рудника — $A_p=A_{p1}+A_{p2}+\dots+A_{pn}$, где A_{p1} , A_{p2} , ..., A_{pn} — эквивалентные отверстия отдельных горных выработок.

т

4.2.3. Естественная тяга воздуха в рудниках

Естественной тягой называется движение воздуха под действием естественных причин: различной плотности воздуха, скорости ветра, движения воды. Разность давлений, обусловленная этими причинами, называется депрессией естественной тяги $h_{\text{ест}}$. Естественная тяга в рудничных выработках возникает при наличии нескольких выходов на поверхность; она может проявляться и в отдельных выработках.

Плотность воздуха в двух стволах обуславливается различием температур, влажности, давлений, химических составов воздуха. Основной фактор, влияющий на изменение плотности воздуха в руднике — годовые колебания температуры.

Действительная характеристика шахтной вентиляционной сети отличается от теоретической еще и смещением по оси ординат за счет естественной тяги, определяемой по формуле [23].

$$h_{\text{ест}} = H_{\Gamma} (\rho_{\text{вх}} - \rho_{\text{вых}}), \quad (4.3)$$

где H_{Γ} — вертикальная глубина рудника, м; $\rho_{\text{вх}}$ и $\rho_{\text{вых}}$ — средняя плотность воздуха соответственно в поступающей и исходящей струе, кг/м³.

Для высокогорных рудников естественная тяга

$$h_{\text{ест}} = \rho_{\text{ср}} g H \frac{T_{\text{п}} - T_{\text{ср}}}{T_{\text{ср}}},$$

где $\rho_{\text{ср}}$ — среднеконтурная плотность воздуха, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; H — разность отметок воздухоподающей и воздухоотводящей выработок, м; $T_{\text{п}}$ — абсолютная температура наружного воздуха на отметке устья воздухоподающей выработки, К; $T_{\text{ср}}$ — абсолютная средняя температура рудничного воздуха, К.

Характеристика герметичной рудничной вентиляционной сети с учетом естественной тяги

$$H_{\text{р}} = R_{\text{п}}' Q^2 \pm h_{\text{ест}}. \quad (4.4)$$

Графическое суммирование характеристик по расходу [уравнения (4.3) и (4.4)] дают действительную характеристику рудничной вентиляционной сети (рис. 4.8).

Естественная тяга $h_{\text{ест}}$ в течение года изменяет свой знак. В зимнее время обычно плотность воздуха, выходящего из рудника меньше плотности подаваемого чистого воздуха, при этом естественная тяга, согласно уравнению (4.3), отрицательна. Значит, подаваемый более холодный воздух помогает вентилятору проветривать подземные выработки (характеристика III). В летнее время выходящий из рудника воздух тяжелее свежего воздуха и естественная тяга положительна, т. е. одного знака

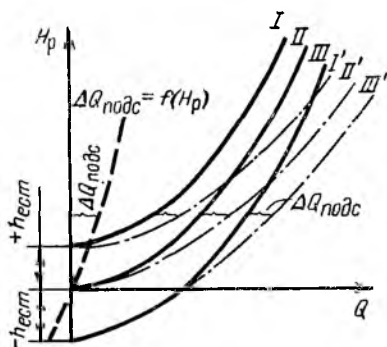


Рис. 4.8. Действительные характеристики внешней сети вентиляторной установки

с сопротивлением выработок. На преодоление тяги необходима затрата работы вентилятора (характеристика *I*).

Если естественная тяга отсутствует, то характеристика герметичной вентиляционной сети представляется кривой *II* в виде квадратичной параболы.

4.2.4. Действительные характеристики вентиляционных сетей

Рассмотренные в общей теории вентиляционные характеристики внешних сетей относятся к герметичным трубопроводам. Это же условие принято и при определении понятия эквивалентного отверстия рудника.

Подземные выработки любого горного предприятия, представляющие собой вентиляционный трубопровод, обязательно имеют неплотности, через которые происходит утечка рудничного воздуха.

Утечками называются потоки воздуха, поступающие из свежей струи в исходящую или на поверхность, минуя места его непосредственного потребления. Утечки воздуха в руднике подразделяют на поверхностные (внешние) и подземные (внутренние). Распределенные утечки происходят по значительной длине движения воздушных струй.

Причиной поверхностных утечек являются потоки воздуха, проходящие через резервные вентиляторы главного проветривания, но не поступающие в рудник. Местами поверхностных утечек могут быть каналы главных вентиляторов и герметизирующие устройства в устьях вентиляционных стволов. Эти утечки могут составлять от 5 до 50 % подачи вентилятора.

Подземными утечками являются прососы воздуха через герметизирующие подземные вентиляционные сооружения (перемычки, двери, шлюзы, кроссинги) и выработанные пространства. Прососы составляют от 20 до 60 % поступающего в рудник количества воздуха.

Большое разнообразие видов неплотностей и связанных с этим утечек не позволяют определять их аналитически. Действительную характеристику рудничной вентиляционной сети можно построить только опытным путем.

Поэтому можно написать полуэмпирическую формулу для конкретной вентиляционной сети [1]:

$$Q = 2,63A_p \sqrt{H_p} + \Delta Q_{\text{подс}} = 2,63A_p \sqrt{H_p} + aH_p^b,$$

где a и b — эмпирические коэффициенты, определяемые опытным путем.

Отдельно характеристика по утечкам определяется из уравнения

$$H_p = \left(\frac{\Delta Q_{\text{подс}}}{a} \right)^{1/b}.$$

Характеристика сети по утечкам не зависит от естественной тяги и представляется в виде кривых I', II', III' (см. рис. 4.8). При всасывающей вентиляции происходят подсосы $\Delta Q_{\text{подс}}$.

Для построения действительных характеристик вентиляционных сетей I'—II'—III' необходимо каждую из герметичных характеристик I—II—III сложить с одной и той же характеристикой данного трубопровода по утечкам $\Delta Q_{\text{подс}}$.

В процессе эксплуатации рудничных вентиляционных установок необходимо периодически производить опытное определение действительной характеристики рудничной вентиляционной сети.

4.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

4.3.1. Регулирование подачи центробежных вентиляторов

Основная цель регулирования вентиляторных установок — необходимость настройки их на требуемый режим работы, который зависит от протяженности рудничной вентиляционной сети и срока эксплуатации рудника.

На режим работы вентилятора можно воздействовать изменением угловой скорости рабочего колеса n , его ширины b_2 и диаметра D_2 , угла наклона лопатки β_2 , сопротивления цепи, а также заполнения активным потоком его выходного сечения.

В более сложных случаях, например, при повороте закрылков лопаток рабочего колеса, происходит изменение двух параметров — β_2 и D_2 .

Кроме того, возможны различные комбинации нескольких способов регулирования, например, совместное применение поворотных закрылков и ОНА, где бесступенчатость и большая

глубина регулирования достигаются при чрезвычайно простом и надежном устройстве перестановки и фиксации закрылков. Широкое применение получило также сочетание ступенчатого изменения угловой скорости (путем замены двигателя) и использования ОНА и т. д. Практика показывает, что именно при комбинировании нескольких простых способов регулирования удастся получить наиболее эффективные результаты, благодаря тому, что положительные их свойства складываются, а отрицательные частично компенсируются.

Регулирование осевым направляющим аппаратом. Для регулирования шахтных центробежных вентиляторов главного проветривания широко применяют осевые направляющие аппараты с поворотными лопатками. Их применение экономически целесообразно при необходимости сравнительно неглубокого регулирования, а также в сочетании с регулированием изменением частоты вращения, например, при помощи электропривода с машинно-вентильным каскадом.

ОНА состоит из плоских или профильных поворотных лопаток, установленных во входном патрубке вентилятора. При отклонении лопаток ОНА от начального положения, при котором они направлены по оси, воздушный поток закручивается и подходит к лопаткам рабочего колеса со скоростью закручивания v_{1a} . В этом случае в соответствии с уравнением Л. Эйлера изменятся теоретическое давление вентилятора, которое повышается при закручивании потока против направления вращения рабочего колеса и понижается при закручивании потока по направлению вращения.

Одним из существенных преимуществ ОНА является то, что при его применении удастся увеличить максимальный к. п. д. центробежных вентиляторов.

Теоретическая глубина регулирования по давлению центробежных вентиляторов при определенном угле установки лопаток ОНА увеличивается: при увеличении относительного диаметра входа D_1 ; при увеличении относительной скорости закручивания на входе v_{1u} , которая тем больше, чем больше коэффициент расхода Q ; при уменьшении относительной скорости закручивания на выходе из рабочего колеса v_{2u} , которая снижается при уменьшении угла выхода лопаток рабочего колеса β_2 и числа лопаток z .

С возрастанием теоретической глубины регулирования растёт экономичность регулирования центробежных вентиляторов.

Регулирование подачи изменением ширины колеса и коэффициента заполнения потоком его межлопаточных каналов. Способы регулирования — изменением ширины колеса и коэффициента заполнения потоком его межлопаточных каналов μ_2 — весьма близки один к другому, поскольку оба они в конечном счете связаны с изменением площади выходного сечения рабо-

чего колеса. Вместе с тем, между ними имеются существенные различия, одно из которых, например, состоит в том, что регулирование изменением ширины колеса есть самостоятельный вид регулирования, в то время как регулирование изменением величины μ_2 — составная часть большинства других способов регулирования. В некоторых случаях этот способ может применяться самостоятельно.

Идеальным способом регулирования изменением ширины колеса был бы такой, когда колесо могло бы непрерывно уменьшать (или увеличивать) свою ширину. В принципе такую конструкцию можно изготовить, используя, например, телескопические лопатки, которые бы по мере необходимости сдвигались или раздвигались, изменяя при этом ширину колеса.

Практической реализацией идеального способа регулирования изменением ширины колеса может быть набор рабочих колес разной ширины, заменяемых по мере необходимости.

С этой точки зрения более приемлемо предложение К. В. Чебышевой — регулировать режим работы центробежного вентилятора перемещением входного патрубка внутрь колеса. Такой способ по своим аэродинамическим особенностям близок к способу регулирования укороченным диском, поскольку и здесь эффект регулирования сводится к образованию и расширению зоны отрыва потока от диска, к уменьшению живого сечения активной струи. Разница состоит лишь в том, что в случае перемещающегося диска вихревая область размещается возле коренного диска колеса, а при подвижном патрубке — у покрывного диска. Поскольку коренной диск колеса односторонних вентиляторов, как правило, расположен вблизи стенки корпуса, размещение открытой вихревой зоны у покрывного диска менее предпочтительно. В этом случае возмущение течения воздуха в корпусе оказывается более сильным, так как оно происходит в средней части его сечения.

Регулирование подачи поворотными закрылками. Одна из важнейших задач в области создания высокоэкономичных глубокорегулируемых центробежных вентиляторов с поворотными закрылками лопаток рабочего колеса — это определение влияния геометрических параметров закрылков на аэродинамические характеристики вентиляторов. Из аэродинамических характеристик вентилятора Ц32-12 (рис. 4.9), полученных при экспериментальном исследовании, видно, что при повороте закрылков значительно изменяются давление и потребляемая мощность.

В области экономичной работы вентилятора (при $\eta \geq 0,6$) напор изменяется в 6 раз, потребляемая мощность в 9 раз. При небольших положительных углах θ поворота закрылков давление и мощность изменяются при постоянной подаче примерно в одинаковой степени и поэтому к. п. д. вентилятора не

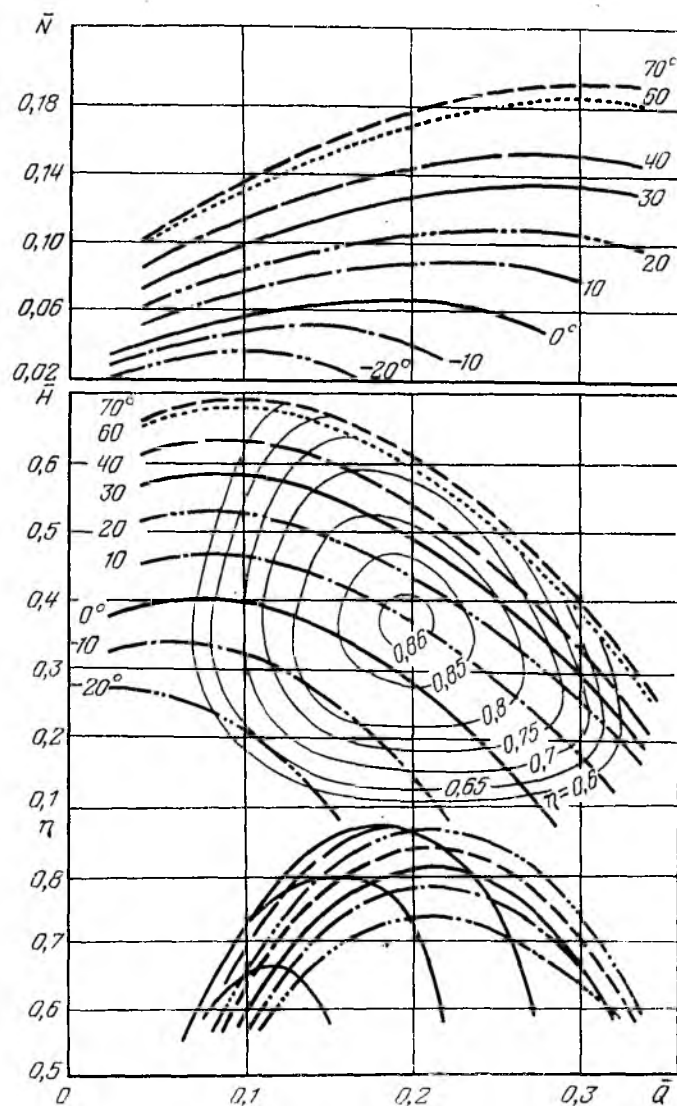


Рис. 4.9. Характеристика вентилятора Ц32-12 при регулировании поворотными закрылками

снижается. К. п. д. некоторых вентиляторов даже несколько повышается. Это можно объяснить тем, что в рабочих колесах с малым углом выхода лопатки возможен отрыв потока от ее выпуклой передней стороны, что приводит к увеличению потерь

к снижению к. п. д. вентилятора. Небольшой поворот закрылков в сторону вращения колеса ликвидирует этот отрыв, что приводит к повышению к. п. д. вентилятора. Из регулировочных характеристик видно, что при увеличении θ от 60 до 70° давление увеличивается незначительно, а при изменении θ от 70 до 90° давление почти не повышается, а потребляемая мощность падает значительно. Поэтому $\theta > 60^\circ$ не рекомендуются [21].

При повороте закрылков против вращения рабочего колеса (а угол θ) давление снижается более интенсивно, чем потребляемая мощность, в результате чего к. п. д. вентилятора падает. Это объясняется отрывом потока с передней стороны закрылка, вследствие чего последняя перестает оказывать влияние на давление. Зато задняя сторона закрылка работает в турбинном режиме и к. п. д. вентилятора снижается. Предельный угол поворота закрылка против направления вращения колеса составляет 30°.

Комбинированные способы регулирования подачи. Один из наиболее распространенных способов комбинированного регулирования — двухкомпонентный, предусматривающий бесступенчатое регулирование с помощью ОНА и одноразовую замену электродвигателя.

В качестве другого двухкомпонентного способа комбинированного регулирования с помощью ОНА центробежных вентиляторов в Донгипроуглемаше предложен способ замены одного рабочего колеса другим, отличающимся лишь шириной.

Можно объединить два предыдущих способа и получить трехкомпонентное комбинированное регулирование за счет ОНА, одноразовой замены двигателя и колеса, отличающегося шириной.

Выше уже отмечалось, что однократная замена двигателя для небольших типоразмеров вентиляторов вследствие значительного скачка угловой скорости ($\omega_2/\omega_1 > 1,25$) не обеспечит достаточного перекрытия рабочих областей, полученных за счет регулирования ОНА. В этом случае более целесообразна замена не двигателя, а рабочего колеса на колесо большего диаметра и выполненного по той же аэродинамической схеме. Поскольку изменение диаметра колеса в m раз влечет за собой изменение подачи вентилятора в m^3 , а давление в m^2 , область экономичной работы, полученная при этом, занимает существенно больший диапазон по подаче, чем в случае регулирования с помощью ОНА.

3.2. Регулирование подачи осевых вентиляторов

В зависимости от режимов работы осевого вентилятора, способа регулирования и других условий применяется тот или иной способ регулирования, а также их комбинации.

Регулирование поворотом лопаток рабочего колеса. Характеристики вентиляторов при различных углах Θ_h установки лопаток можно рассматривать практически как регулировочные. У вентиляторов эти характеристики получены при отсутствии зазора между лопатками и втулкой и при равномерном ходе и одинаковом между лопатками и корпусом. Если конструкция с поворотными лопатками, то между втулкой и лопатками при максимальном угле установки должен быть минимальный (нулевой) зазор. При уменьшении этого угла зазор будет увеличиваться и становиться все более неравномерным по хорде. При минимальном угле он достигает максимума. Зазор между корпусом и лопатками, напротив (по условиям безопасности), должен быть минимальным при наименьшем в данной зоне регулирования угле установки лопаток. С увеличением этого угла зазор будет увеличиваться, становясь все более неравномерным, и достигнет своего максимального зазора при максимальном угле установки.

Если режимы и время работы при регулировании достаточно хорошо известны, то, приняв один из них за расчетный для выбора вентилятора, характеристики всех режимов наносятся на размерную характеристику выбранного типа вентилятора.

В том случае, когда регулируемые вентиляторами различных типоразмеров (иногда при различных частотах вращения) необходимо покрыть поле режимов (например, поле режимов проветривания рудников) на типовых регулировочных характеристиках вентилятора данной схемы следует выделить рабочую область, ограниченную по условиям устойчивости и другим специальным требованиям.

При регулировании поворот лопаток рабочего колеса производится обычно в пределах $15-45^\circ$.

Регулирование поворотом лопаток направляющего аппарата. Вентиляторы, выполненные по схемам с входным ВНА, можно разделить на две группы: у одних рабочее колесо рассчитано специально под поток, закрученный аппаратом; у других осевой вход потока. В первом случае профили лопаток аппарата имеют определенную, отличную от нуля, вогнутость и установки, больший или меньший 90° . Во втором случае профили лопаток симметричны, установленные под углом 90° . Аппарат с такими лопатками (будем называть его осевым) устанавливается только для регулирования (см. рис. 1.19).

В обоих случаях лопатки аппарата могут быть выполнены или полностью поворотными, или с поворотными закрылками при неподвижных носовых частях, которые используются как опоры.

При регулировании аппаратом сдвиг характеристик по давлению меньше, чем при регулировании поворотом лопаток колеса.

Регулирование вверх ($\Delta Q_{ВНА} > 0$), приводящее к увеличению давления и подачи, более эффективно осевым аппаратом, регулирование вниз ($\Delta Q_{ВНА} < 0$), напротив, более эффективно схемами, где в исходном положении аппарат закручивает поток против направления вращения рабочего колеса.

Регулирование аппаратом может быть эффективным только при достаточно больших углах установки лопаток рабочего колеса ($\Theta_h \geq 30^\circ$). При малых углах установки сдвиг кривых давления весьма мал и эффект регулирования по подаче резко снижается.

Вопросы выбора наиболее подходящей схемы регулируемого аппарата вентилятора решаются таким же образом, как и в случае регулирования колесом.

В ряде случаев целесообразней смешанное лопаточное регулирование — аппаратом на ходу в зоне между двумя углами установки лопаток колеса и колесом при остановленном вентиляторе.

Регулирование изменением частоты вращения, рассмотренное выше при изложении пересчета характеристик на другую частоту вращения, описывается уравнениями для определения подачи Q , давления p_c и мощности N .

В большинстве случаев характеристики сетей, на которых работает вентилятор, представляют собой параболу, описываемую зависимостью $p_c = R_c Q^2$, поэтому при изменении частоты вращения вентилятора положение рабочей точки на его безразмерной характеристике и, следовательно, его к. п. д. не изменяются (см. рис. 1.18).

Часто применяется ступенчатое регулирование изменением частоты вращения с помощью двухскоростных двигателей. Основное регулирование двигателем используется довольно редко.

Так как регулирование частоты вращения электродвигателя возможно только вниз (в сторону уменьшения) от номинальной, то как правило, регулируемый вентилятор подбирается подбирать на точку с максимальным давлением.

4.3.3. Реверсирование потока воздушной струи

В соответствии с ПБ главные вентиляторные установки должны быть оборудованы реверсивными устройствами, позволяющими не более чем за 10 мин изменять направление воздушной струи на обратное, причем подача воздуха в рудни при реверсировании должна составлять не менее 60 % номинальной.

В вентиляторных установках главного проветривания с центробежным и осевым вентиляторами воздушная струя реверсируется при помощи обводных каналов и различных реверсивных устройств, к которым относятся ляды, флажковые двери и шиберы.

При нормальной работе вентиляторной установки все ляды находятся в горизонтальном положении, кроме падающей ляды 3 (рис. 4.10) в канале резервного вентилятора, которая отклоняет его от главного канала.

В случае реверсирования воздушной струи атмосферный ляд 2 поднимается и открывает доступ воздуха из атмосферы в главный канал, а перекрывающая ляд 1 опускается, разобщая каналы — главный и работающего вентилятора; ляд диффузора поднимается и открывает обводной канал и одновременно перекрывает диффузор.

Переход на работу с одного вентилятора на другой осуществляется при помощи падающих ляд, взаимно связанных и намотанном через барабан лебедки ЛРУ-1.

При этом производится остановка работающего вентилятора и пуск резервного; в результате создаваемой в каналах разности давлений падающие ляды автоматически переставляются.

Осевые вентиляторы реверсируют поток также за счет изменения направления вращения на обратное при постоянных углах установки лопаток рабочего колеса или за счет изменения этих углов при том же направлении вращения.

При изменении направления вращения вентилятор превращается в турбину, работающую в вентиляционном режиме. Направление изгиба профилей перестает соответствовать направлению поворота потока в решетке лопаток и обтекание происходит со стороны острой кромки профилей. При этом значительно изменяется течение, увеличиваются потери давления, а характеристика резко отличается от характеристики при нормальной работе. При работе на ту же сеть подача значительно уменьшается.

В одноступенчатых вентиляторах более сложных схем, состоящих из колеса и спрямляющего аппарата (К+СА) и имеющих также входной направляющий аппарат (ВНА+К+СА), при реверсировании только изменением направления вращения можно получить лишь около 30—40 % подачи. При

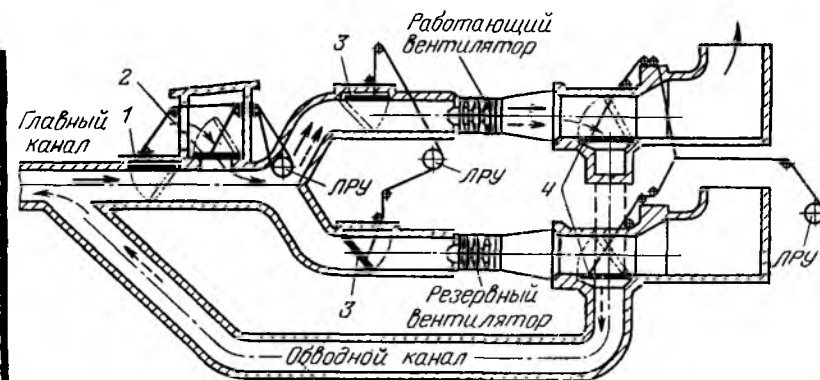


рис. 4.10. Схема расположения реверсивных и переключающих устройств в осевой вентиляторной установке с осевыми вентиляторами

повышение эффективности реверсирования таких вентиляторов возможно за счет установки лопаток аппаратов в новое положение — лопатки СА должны быть повернуты так, чтобы СА стал выполнять роль входного направляющего аппарата (ВНА), подкручивающего поток против направления вращения, а лопатки ВНА — так, чтобы при реверсировании выполнять роль, наоборот, спрямляющего аппарата (СА).

4.4. ИСПЫТАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

4.4.1. Влажность воздуха

Сухой воздух представляет собой смесь кислорода, азота и азотов — аргона, неона, гелия, криптона и ксенона. Воздух содержит также некоторое количество углекислого газа. Атмосферный воздух всегда содержит влагу, которая может находиться в воздухе в трех видах: в виде перегретого пара, когда температура выше температуры насыщенного пара при данном парциальном давлении; в виде насыщенного пара. Третий вид бывает в том случае, когда воздух, насыщенный парами воды, охлаждается и вследствие этого влага конденсируется в мельчайшие капельки (воздух пересыщен влагой). Чаще встречаются первые два вида влаги.

При рассмотрении влажности воздуха и других газов различают два понятия: абсолютную влажность γ_n , т. е. содержание массы количества паров в единице объема газа, и относительную ϕ , или отношение абсолютной влажности воздуха γ_n к абсолютной влажности насыщенного газа γ_n при равной темпера-

туре. Значения γ_n приводятся в таблицах паров воды обычно в Н/м³. Относительная влажность дается в процентах. Для пара столь низкого давления, каким является парциальное давление паров воды в воздухе, справедливо (с достаточной точностью) уравнение $p_v = RT$; можно относительную влажность выразить отношением действительного давления пара в воздухе к давлению, которое бы имел насыщенный пар при той же температуре,

$$\varphi = \gamma_n / \gamma_n = p_n / p_n.$$

Воздух и водяной пар, находящиеся в воздухе, подчиняются закону Дальтона, т. е. ведут себя в закрытом объеме так, как если бы в нем был только один газ или один пар и результирующее давление являлось бы суммой давлений сухого воздуха p_v и пара p_n : $p = p_v + p_n$.

Если изменяется абсолютная влажность воздуха, то одновременно изменяется общая масса влажного воздуха, но количество сухого воздуха в смеси остается неизменным. Поэтому при рассмотрении различных свойств воздуха удобно исходить из 1 кг сухого воздуха в смеси.

Удельный объем влажного воздуха $v = RT/p$.

Удельная энтальпия (кДж/кг) влажного воздуха равна сумме энтальпии — сухого воздуха в смеси влаги,

$$i = c_{p_v}T + x(r + c_{p_n}T),$$

где c_{p_v} и c_{p_n} — удельная теплоемкость соответственно сухого воздуха и водяного пара при постоянном давлении, кДж/(кг·К); r — скрытая удельная теплота парообразования, кДж/кг; x — влагосодержание, г/кг; T — температура воздуха, К.

Если в уравнениях для влажного воздуха значения, относящиеся к сухому воздуху, заменить соответствующими значениями для сухого газа, то получим уравнения, справедливые для влажного газа.

Если воздух, или иной газ, не насыщенный влагой, охладить, то его относительная влажность возрастает. Если охлаждение продолжится до момента получения насыщенного пара, то при дальнейшем охлаждении водяной пар начнет конденсироваться. Температура, при которой пар становится насыщенным, а на холодных стенках выпадает влага, называется точкой росы.

4.4.2. Измерительные приборы

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

Депрессиометр состоит из двухколенной трубки диаметром 5—10 мм, в которую налита подкрашенная вода, шкалы и

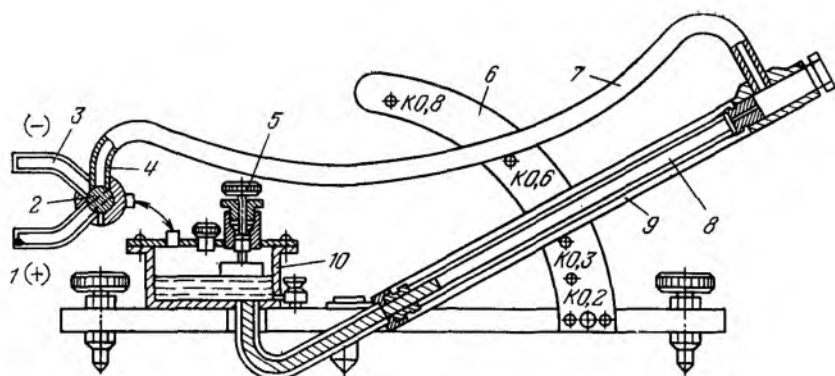


Рис. 4.11. Микроманометр ЦАГИ типа ММН

шланга. При невключенном депрессиометре нулевое деление шкалы находится против уровня воды в трубках. С помощью шланга одно колено депрессиометра соединяется с вентиляторным каналом, другое остается открытым, уровень воды в каждом колене при этом будет различным. За величину напора принимается разница уровней жидкости в коленях депрессиометра.

В микроманометре ЦАГИ типа ММН (рис. 4.11), обеспечивающем большую точность замера давления, резервуар 10 заполнен этиловым спиртом. Для включения прибора имеется кран 2, с которым соединяется измерительная трубка 8 с помощью шланга 7 и штуцера 4. Винтом 5, воздействуя на поплавки, устанавливают уровень спирта, соответствующий нулевому давлению шкалы. Для изменения пределов измерения трубка 8 может быть установлена под различными углами, для этого на стойке 6 предусмотрено четыре отверстия, а на кожухе 9 трубки — защелка.

При замерах штуцер 1 (+) присоединяют трубкой к пункту с большим давлением, штуцер 3 (—) к пункту с меньшим давлением. При смещении уровня в трубке 8 на длину l_m измеряемое давление $p_v = l_m \rho_{сп} \sin \alpha$, где $\rho_{сп}$ — плотность спирта; α — угол установки трубки относительно горизонта.

Схема замеров статического H_s , динамического H_d и полного H напоров показана на рис. 4.12.

Статическое давление p_{sv} — давление, которое оказывает на стенки трубопровода воздух, протекающий параллельно этой стенке:

$$p'_{sv} = H'_s R_T k_T p_0 \delta,$$

где p'_{sv} — измеренная вертикальная разность высот рабочей жидкости в манометре; $H'_s = (l_{изм} - l_{нач}) \sin \alpha$ — при измерении

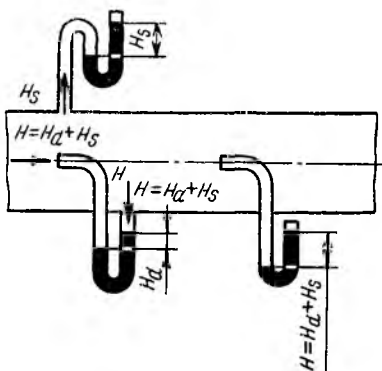


Рис. 4.12. Схема замеров статического, динамического и полного давлений

микроманометром с наклонной шкалой; $R_T = 1 \div 0,98$ — тарировочный коэффициент измерителя давления (пневматической трубки или штуцеров); $k_T = 1 \div 0,98$ — тарировочный коэффициент микроманометра; ρ_0 — плотность рабочей жидкости в микроманометре, для дистиллированной воды $\rho_0 = 1$; $\delta = 1 \div 0,98$ — коэффициент, учитывающий сжимаемость воздуха.

Статическое давление можно измерять также штуцерами с малыми отверстиями, расположенными по периметру трубы.

Динамическое давление, измеренное микроманометром ЦАГИ,

$$p_{dV} = H'_d \rho_0 k_m g = l_{изм} \rho_0 k_m \sin \alpha g,$$

где $l_{изм}$ — измеренная разность уровней рабочей жидкости в наклонной трубке, мм.

При нормальных атмосферных условиях (давление 101,5 кПа, температура 293 К, влажность 50 %) $\rho_0 = 12,07 \text{ Па/м}^3$ и, следовательно, $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Полное давление p_V равно сумме p_{sV} и p_{dV} .

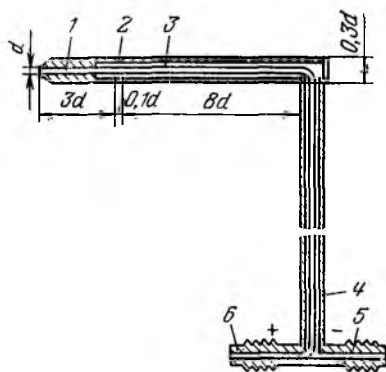
Давление замеряют при помощи пневмометрической трубки (рис. 4.13), состоящей из наконечника 3, державки 4, штуцеров 6 (+) и 5 (—). Отверстие 1 служит для замера полного давления, прорезь 2 — статического. Трубка вводится в воздушный поток так, чтобы отверстие 1 было направлено навстречу потоку. Если депрессиометр или микроманометр соединить со штуцером 6, то замеряется полное давление, если же соединить со штуцером 5, — статическое, а если соединить одновременно со штуцерами 5 и 6, — динамическое давление.

Средняя скорость воздушного потока в трубопроводе

$$v_{cp} = k_n \delta \sqrt{\frac{2}{\rho} k_T p_{dV}} = k_n \delta \sqrt{2g H k_T},$$

где $k_n < 1$ — коэффициент поля, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечению трубы и представляющий

Рис. 4.13. Пневмометрическая трубка



собой отношение средней скорости к скорости в центре потока; ρ — плотность воздуха в трубопроводе при испытании, для его определения необходимо измерить барометрическое давление, влажность и температуру воздуха в трубопроводе; $k_T = 1/\xi$ — тарировочный коэффициент пневмометрической трубки, определяемый опытным путем, обычно близок к единице; $\delta \leq 1$ — коэффициент, учитывающий сжимаемость воздуха в измерителе; p_{av} — скоростное (динамическое) давление, измеренное в центре сечения трубы.

Для замера скорости потока применяют анемометры: крыльчатые при скоростях потока 0,5—10 м/с; чашечные при скоростях 1—20 м/с; дифференциальные крыльчатые, в которых поддувной механизм направляет струйку поддува с определенной скоростью на лопасти анемометра, чем компенсируется торможение прибора от трения; весьма чувствительные крыльчатые анемометры на струйных осях при скоростях 0,1—5 м/с. Непосредственное измерение скорости производится электроанемометрами, измеряющими ток, протекающий по проволоке, температура и сопротивление которой зависят от скорости обдувания ее потоком, и реактивными анемометрами, в которых угол отклонения флюгера-указателя пропорционален скорости воздушного потока.

Для определения расхода непосредственно замеряют площадь поперечного сечения воздухоподводящего канала или площадь выходного сечения диффузора и скорости воздушного потока в этих сечениях.

Подача вентилятора $Q_c = F_{\text{кан}} v_{\text{ср}}$,

где $F_{\text{кан}}$ — площадь поперечного сечения канала в плоскости замера скорости движения воздуха, м²; $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость движения воздуха в данном сечении, м/с.

Постоянный контроль подачи и давления вентиляторов осуществляется дифференциальными манометрами (дифманометры). Наибольшее применение получили кольцевые, поплав-

ковые и мембранные дифманометры, используются также колокольные, сильфонные, тензометрические и др. Эти приборы являются первичными — они непосредственно воспринимают импульс от измеряемой величины. Первичный прибор может иметь шкалу или не иметь, а также может быть самопишущим. Для дистанционного контроля подачи и давления вентиляторов применяют вторичные приборы, электрически связанные с первичными.

4.4.3. Промышленные испытания вентиляторов

Любой вентилятор главного проветривания до серийного производства подвергается промышленным испытаниям, которые производятся на опытно-промышленных образцах непосредственно на вентиляторных установках шахт и рудников.

В объем промышленных испытаний в обязательном порядке входят снятие действительных аэродинамических характеристик вентиляторной установки и длительная проверка надежности, работоспособности и ремонтпригодности при опытной эксплуатации на шахтную сеть.

Помимо этого вентиляторы каждого типоразмера в процессе промышленного производства должны подвергаться контрольным испытаниям с целью проверки влияния технологических и конструктивных изменений, вносимых при длительном изготовлении.

Поскольку в результате аэродинамических испытаний, входящих в объем промышленных, должны быть получены характеристики вентилятора, которые становятся типовыми на весь период выпуска данной машины, к точности получаемых данных предъявляются достаточно высокие требования. Так, допустимая погрешность по давлению составляет $\pm 0,5\%$, по коэффициенту полезного действия $\pm 1\%$.

Такие аэродинамические испытания проводятся с помощью специальной установки (рис. 4.14), состоящей из герметичной переемычки 5, отсекающей вентиляционные каналы от шахтного ствола, и устанавливаемого на перекрытии канала измерительного коллектора 3, через который и поступает воздух. Диаметр цилиндрической части коллектора подбирается так, чтобы скорость воздушного потока в нем не превышала 50 м/с, для этого всасывание при необходимости производится через два коллектора, установленных один от другого на расстоянии, не меньшем 1,5 диаметра коллектора. Коллекторы снабжаются лопаточными дросселями 1, позволяющими изменять сопротивление рабочей части аэродинамических характеристик вентилятора. По разрежению в коллекторе определяется подача вентилятора, для этого к штуцерам, расположенным в цилиндре-

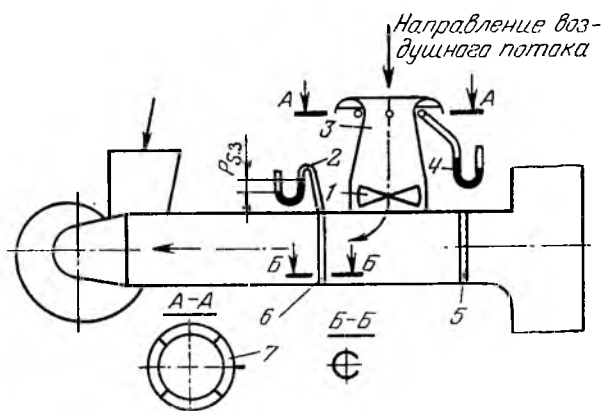


Рис. 4.14. Схема установки для проведения аэродинамических испытаний

ческой части за входом в коллектор, с помощью усредняющих колец 7 и трубок подсоединяется микроманометр 4.

При этом количество воздуха, проходящего через коллектор,

$$Q_1 = \alpha \varepsilon F_1 \left(\frac{2}{\rho_v} p_c \right)^{1/2} \frac{\rho_v}{\rho_a},$$

где α — коэффициент расходомера; ε — поправочный множитель на расширение изменяемой среды; F_1 — площадь суженного сечения расходомера, м^2 ; p_c — перепад давления в расходомере, Па; ρ_v — плотность воздуха при входе в воздухомер, $\text{кг}/\text{м}^3$; ρ_a — плотность атмосферного воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Плотность воздуха ρ ($\text{кг}/\text{м}^3$) в любом сечении испытательного стенда (ГОСТ 10921—74)

$$\rho_x = \rho_n \frac{p_a \pm p_{mx}}{p_n} \frac{T_n}{T_x} \frac{R_n}{R_a} = \rho_n \Delta,$$

где ρ_n , p_n , T_n , R_n — параметры воздуха при нормальных атмосферных условиях; p_a — измеренное атмосферное давление, кПа; T_x — измеренная температура воздуха в сечении $x-x$, К; p_{mx} — измеренное избыточное статическое давление (разрежение) в сечении $x-x$, кПа; R_a — газовая постоянная атмосферного воздуха, Дж/(кг·К).

Для определения статического давления в канале устанавливается крестообразный усредняющий насадок 6, состоящий из двух труб диаметром 1/2", по длине которых имеются направленные навстречу потоку равномерно расположенные с шагом 150—200 мм отверстия. К штуцеру насадка подсоединяется через трубки микроманометра 2 и статическое давление вентилятора определяется как $p_{sv} = p_{sz} \Delta k_m$, где p_{sz} — замеренное

разрежение по усредненному насадку, Па; Δ — поправка на атмосферные условия, позволяющие привести характеристики к нормальным атмосферным условиям ($p_n = 101,5$ кПа, $T_n = 293$ К); k_m — коэффициент микроманометра.

Мощность, потребляемая из сети, замеряется прибором К-505, подсоединяемым к цепи питания статора через понижающие трансформаторы, в связи с чем при подсчете мощности учитываются коэффициенты трансформации. Схема подсоединения представлена на крышке прибора. При включении прибора необходимо обращать внимание на правильность фазировки; для обеспечения необходимой точности получаемых данных трансформаторы выбираются так, чтобы все показания считались по второй половине шкалы.

Статический коэффициент полезного действия вентиляторной установки

$$\eta_{уст} = \frac{Q p_{sv}}{1000 N_{с\eta_d \Delta}},$$

где N_c — мощность, потребляемая из сети; η_d — к. п. д. двигателя при данной нагрузке.

Для проведения периодических проверочных испытаний эта методика практически неприемлема, поэтому при аэродинамических испытаниях вентилятора, которые необходимо проводить не более чем за один-два дня, следует рекомендовать упрощенную методику, позволяющую, однако, получать требующую в этом случае точность результатов.

Вентиляторная установка отсоединяется от шахтной сети лядой канала, уплотнение которой необходимо предварительно тщательно отрегулировать, чтобы свести подсосы к минимуму; отсоединяется также приводной канат от ляды всасывающей будки, так как в большинстве вентиляторных установок ляды канала и всасывающей будки работают от одной лебедки.

Воздух при этом засасывается через резервный вентилятор, сопротивление измеряется поворотом лопаток ОНА или устройством для уменьшения мощности резервного вентилятора.

Для определения подачи установки наиболее простой и надежный способ — это способ, основанный на измерении перепада статических давлений в двух сечениях вентиляционного канала, одно из которых имеет меньшую площадь, например во входном патрубке за направляющим аппаратом. Замерные станции представляют собой крестовину из двух труб, герметично уплотненных с торцов и имеющих равномерно расположенные отверстия диаметром 3—4 мм по всей длине. К одному из отверстий каждой трубы подсоединяется штуцер, от которого и выполняется отвод с помощью резиновой трубки к микроманометру или обычному U-образному манометру.

Трубка, идущая от замерной станции, установленной в сечении с меньшей площадью, подсоединяется к «+», с большей площадью — к «—», так как в сечении с меньшей площадью статическое давление соответственно меньше. Отверстия в трубках ориентируются на поток.

Разность статических напоров вентилятора при этом

$$p_{s1} - p_{s2} = \frac{\rho Q_0^2}{2F_1^2} \left[(1 - \xi_1) \frac{F_1^2}{F_2^2} - 1 \right],$$

где p_{s1} , p_{s2} — статическое давление потока соответственно в сечениях 1—1 и 2—2; $p_{s1} - p_{s2}$ — разность статических давлений, замеряемая микроманометром; F_1 и F_2 — площади сечений соответственно в сечениях 1—1 и 2—2; $\xi_1 = 0,1 \div 0,2$ — коэффициент сопротивления на участке между сечениями 1—1 и 2—2,

$$\xi_1 = \frac{\Delta p_{1-2}}{\rho Q_0^2 / 2F_2^2}.$$

По данным замеров имеющихся площадей сечений подача вентилятора рассчитывается по уравнению

$$Q = \frac{2F_1^2 (p_{s1} - p_{s2})}{\rho \left[(1 - \xi) \frac{F_1^2}{F_2^2} - 1 \right]},$$

статическое давление вентилятора определяется по формуле

$$p_{sv} = p_{s1} - \frac{\rho Q_0^2}{2F_1^2},$$

мощность двигателя измеряется и находится по приведенной выше методике.

4.5. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ РУДНИЧНОГО ВОЗДУХА

Самочувствие и работоспособность людей в рудничных условиях в большей степени определяются совместным воздействием на их организм условий окружающей среды (температура, влажность и скорость движения воздуха). Улучшение теплового режима глубоких рудников позволяет повысить производительность труда рабочего на 24—40 % [8].

Воздух при движении по горным выработкам нагревается в результате: теплообмена с окружающим рудным массивом; выделения тепла от охлаждения и окисления горной породы; выделения тепла работающими механизмами.

Температура и влажность воздуха в глубоких рудниках значительно отличаются от температуры и влажности атмосфер-

ного воздуха. Характер и интенсивность теплообмена между рудничным воздухом и окружающим выработку горным массивом зависят: от глубины и продолжительности ее существования; геотермического градиента; количества и параметров проходящего воздуха; длины пути вентиляционной струи от околоствольного двора.

В зимние месяцы при работающих калориферах колебания температуры воздуха в стволе незначительны, суточные колебания температуры в очистных и подготовительных блоках минимальны.

Тепловые режимы рудников в зоне вечной мерзлоты характеризуются: низкой температурой воздуха и породы, высокой степенью их изменения во времени и по длине выработок, распространением сезонных колебаний температуры воздуха по всей вентиляционной системе.

Для рудников характерен интенсивный теплообмен между рудничным воздухом и рудным массивом при небольших скоростях движения вентиляционной струи в участковых и очистных выработках. Тепловые процессы на подземных приисках, разрабатывающих россыпи, протекают значительно медленнее, чем в рудниках.

В горных выработках, где не обеспечиваются нормальные тепловые условия ($T_v > 293$ К), необходимо применять искусственное охлаждение (кондиционирование) рудничного воздуха.

4.5.1. Краткие сведения о кондиционировании воздуха

При больших глубинах разработок (свыше 600—700 м) нормальные условия в очистных и подготовительных выработках рудников возможно обеспечить только за счет специальных установок для кондиционирования воздуха [14].

При кондиционировании воздуха подземные рабочие при опускании с поверхности в рудник или при передвижении по горным выработкам не должны подвергаться воздействию резких изменений температуры. Установлены следующие температурные колебания воздуха при его кондиционировании: 294—299 К при скорости вентиляционной струи 1,5—2,5 м/с; 293—298 К при скорости 1—2 м/с [8].

Для каждого конкретного рудника выбирается индивидуальная система охлаждения воздуха, определяемая условиями разработки полезного ископаемого, схемой вентиляционной системы и технико-экономическим сравнением.

В практике кондиционирования воздуха глубоких рудников известно несколько схем холодильных установок, которые различаются схемами охлаждения воздуха, местом расположения холодильного оборудования, способом отвода тепла хладаген-

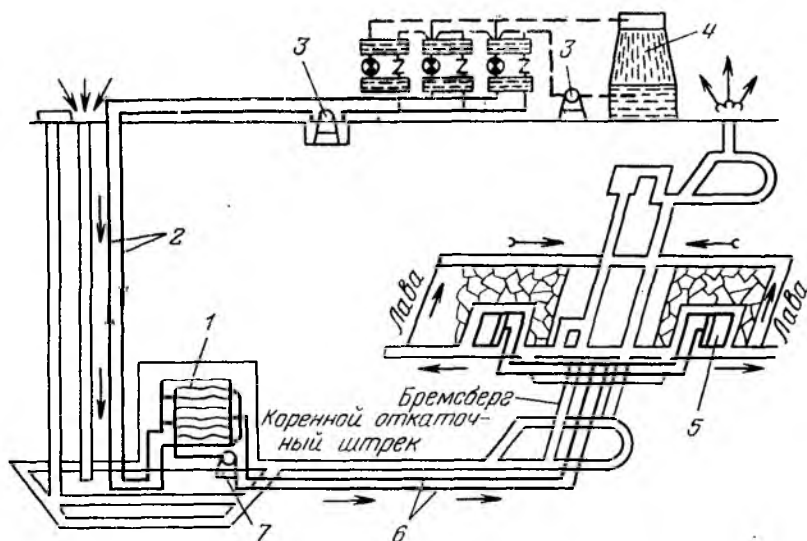


Рис. 4.15. Схемы холодильной установки с размещением станции холодильных машин ХТМФ-2-1-4000 на поверхности

тов и типом холодильного оборудования. По месту расположения холодильного оборудования различают три основные схемы холодильных установок: холодильная станция и воздухоохладители на поверхности; холодильная станция на поверхности, воздухоохладители на поверхности; холодильная станция на поверхности, воздухоохладители под землей; где охлаждается весь проходящий воздух или только его часть; холодильная станция и воздухоохладители под землей с отводом тепла конденсации хладагента на поверхности или на глубоком горизонте.

На рис. 4.15 приведена принципиальная схема холодильной установки с размещением станции холодильных машин ХТМФ-2-1-4000 на поверхности.

В холодильную установку входят станция холодильных машин 7 и воздухоохладители 5; насосные станции 3 для перекачивания технологической воды и хладоносителя; градирня 4; промежуточные теплообменники 1 при расположении холодильной станции на поверхности рудника; емкости для хладоносителя; диспетчерский пульт управления и другое оборудование.

Если холодильные машины располагаются на поверхности, а воздухоохладители в руднике, то хладоноситель следует подавать с поверхности на глубокий горизонт рудника по замкнутому трубопроводному контуру 2, 6 через теплообменник 1. При расположении холодильных машин на поверхности холо-

дильные установки имеют два контура: высокого давления, по которому циркулирует хладоноситель — рассол, и низкого давления, по которому перемещается хладоноситель — вода. Контуров связаны между собой жидкостным теплообменником, в котором осуществляется передача холода хладоносителя, циркулирующего по контуру низкого давления. Высоконапорный хладоноситель, отдав свой холод, возвращается на поверхность. Система циркуляции высоконапорного хладоносителя предусматривает насосную станцию и коммуникации, связывающие испарители холодильных машин с жидкостным теплообменником высокого давления [14].

Низконапорный хладоноситель также циркулирует по замкнутому контуру через емкость, расположенную в камере теплообменника. Для подачи низконапорного хладоносителя (вода) устанавливаются три насоса.

При расположении холодильных установок под землей промежуточный жидкостный теплообменник не обязателен, и хладоноситель циркулирует между испарителями холодильных машин и воздухоохладителями [8].

Тепловые атмосферные условия в горных выработках регулируются предотвращением нагревания шахтного воздуха и охлаждением рудничного воздуха без использования холодильных машин и с их использованием.

Предотвращение нагревания рудничного воздуха возможно осуществить за счет: обеспечения необходимого расхода и скорости движения воздуха на участке по тепловому фактору: тепло- и гидроизоляции стен выработок; ликвидации окислительных процессов рудного массива.

Кондиционирование рудничного воздуха без применения холодильных машин можно достичь за счет: подмешивания в вентиляционную струю испаряющегося жидкого и сжатого воздуха; применения воздухоподающих выработок достаточной протяженности.

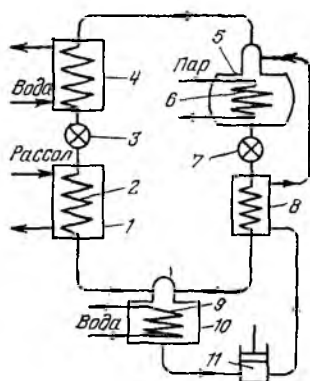
Охлаждение рудничного воздуха с использованием холодильных машин — самый эффективный способ.

Наиболее распространенные типы холодильных установок — компрессорные и абсорбционные.

Компрессорные холодильные установки бывают воздушными и паровыми, работающими на низкокипящих жидкостях (аммиак, фреон, уголекислота и др.). Принцип действия воздушной холодильной установки основан на адиабатическом расширении воздуха и снижении при этом температуры до значений ниже температуры окружающей среды. Предварительно воздух сжимается в компрессоре и охлаждается проточной водой до температуры окружающей среды.

В схеме холодильной установки с промежуточным хладоносителем жидкий хладагент поступает в испаритель после дрос-

Рис. 4.16. Схема абсорбционной холодильной установки



селирования и испаряется в нем под действием тепла, поступающего от рассола или от воды, протекающей через испаритель. Охлажденный рассол прокачивается насосом через воздухоохладитель, а оттуда возвращается в испаритель для повторного охлаждения.

В абсорбционных холодильных установках (рис. 4.16) процесс получения холода протекает за счет тепла отопительных котельных или других источников. Хладагентом служит водный раствор бромистого лития, который в генераторе 5 подогревается водяным паром, проходящим по змеевику 6, в результате чего образуются пары бромистого лития, поступающего в конденсатор 4. Здесь пары конденсируются и далее через дроссельный клапан 3 с пониженным давлением и температурой поступают в испаритель 1 со змеевиком 2. Бромистый литий при низкой температуре испаряется за счет тепла, поступающего в испаритель хладоносителя. При этом последний охлаждается и через воздухоохладитель понижает температуру вентиляционной струи. Далее пары направляются в абсорбер 10, где поглощаются слабым раствором бромистого лития, поступающего из генератора 5 через клапан 7 и змеевик теплообменника 8. В процессе поглощения раствором выделяется тепло, которое отводится охлаждающей водой, проходящей через змеевик 9. Концентрированный раствор, полученный в абсорбере, подается насосом 11 через теплообменник в генератор 5. В теплообменнике концентрированный раствор подогревается, а затем перекачивается из генератора в абсорбер. Затем рабочий цикл повторяется в прежней последовательности [14].

В качестве рабочих жидкостей подземных холодильных установок практически используются лишь фреоны:

фреон-12 (дифтордихлорметан) — газ без цвета и запаха, не горит, взрывобезопасен; температура кипения при 101,5 кПа — 302,4 К. При контакте фреона-12 с открытым пламенем обра-

зуется фреон. Максимальное допустимое содержание фреона в воздухе 28 %. Безводный фреон инертен по отношению к металлам, интенсивно растворяет смазочные масла, обладает высокой способностью протекать через неплотности;

фреон-22 (дифторхлорметан), по своим свойствам подобен фреону-12, однако обладает ббльшей объемной холодопроизводительностью, меньшим отношением давлений испарения и конденсации, что снижает расход энергии на работу компрессора [8].

При достаточно длительном времени эксплуатации данного горизонта предпочтение следует отдавать схемам с подземным расположением воздухоохладителей, обеспечивающих наиболее эффективное охлаждение воздуха при минимальных потерях холода. Теплоту конденсаций целесообразней отводить шахтной водой или на поверхности.

4.5.2. Стационарные холодильные машины

Для охлаждения рудничного воздуха применяют стационарные холодильные установки, которые снабжаются компрессионными и абсорбционными холодильными машинами.

Компрессионные машины подразделяют на холодильные машины МФ-220-1РШ, АБХМ-2500 с поршневыми компрессорами и ШХТМ-1300, ХТМФ-2-1-4000 с турбокомпрессорами.

Стационарные поршневые компрессионные машины были созданы и изготавливаются московским заводом «Компрессор».

Холодильные машины МФ-220-1РШ (МФ-700) работают по схеме паровой компрессорной одноступенчатой холодильной машины, которая имеет меньшую холодопроизводительность, чем машина с турбокомпрессором, и предназначена для работы в местных холодильных установках.

Для охлаждения рудничного воздуха рекомендуются теплоиспользующие абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины АБХМ-2500. Охлаждение этими машинами основано на поглощении тепла хладагентом при его кипении, а рабочий цикл осуществляется за счет тепловой энергии, а не механической, как в компрессионных холодильных машинах.

Абсорбционная машина имеет испаритель и конденсатор. Процессы отсасывания паров хладагента из испарителя, повышения их давления и подачи в конденсатор осуществляются системой, состоящей из абсорбера, насоса, генератора (кипятильника) и регулирующего вентиля. В системе абсорбционной холодильной машины циркулируют хладагент (вода) и абсорбент — поглотитель (бромистый литий).

Технологическая вода, используемая для охлаждения рудничного воздуха, охлаждается в змеевике испарителя машины АБХМ-2500 от 285 до 280 К за счет кипения воды — хладагента

в испарителе при низком остаточном давлении 500—1300 Па, соответствующем температуре кипения 277 К.

Вакуум в испарителе поддерживается за счет поглощения паров хладагентов концентрированным раствором бромистого лития, находящимся в межтрубном пространстве абсорбера. Тепло абсорбции, выделяющееся при этом, отводится охлаждающей водой, циркулирующей по трубам абсорбера. Из абсорбера слабый раствор бромистого лития подается насосом в межтрубное пространство генератора. В трубки генератора поступает греющая среда и раствор бромистого лития кипит, а из него выделяется чистый водяной пар. Выпаривание ведется под давлением 4000—9300 Па для снижения температуры греющей среды. Водяные пары конденсируются в трубках конденсатора охлаждаемой водой и конденсат поступает в испаритель. Выпаренный крепкий раствор бромистого лития из генератора подается насосом в абсорбер. В машине АБХМ-2500 используется абсорбер оросительного типа с рециркуляцией раствора для обеспечения большой плотности орошения. В абсорбере крепкий раствор, поступающий от генератора, смешивается с частью слабого раствора. Раствор промежуточной концентрации подается на переохлаждение в водорастворный теплообменник, а затем снова поступает в оросительное устройство абсорбера [6].

Фреоновый турбокомпрессор ХТМФ-2-1-4000 (рис. 4.17) — машина общепромышленного назначения, монтируемая на поверхности шахт. Турбокомпрессор состоит из центробежного двухступенчатого неохлаждаемого компрессора 4, приводимого в движение через мультипликатор 5 ($i=2,56$; $N=1500$ кВт) синхронным электродвигателем 6 типа СТМ-1500-2 ($N=1500$ кВт, $n=3000$ мин⁻¹); двух параллельно соединенных конденсаторов 2 и 3 типа КТР-600, поплавкового бака 1 и испарителя 7 типа ИТР-1800.

Пары хладоносителя фреона из испарителя засасываются турбокомпрессором 4, где они последовательно первыми и вторыми ступенями сжимаются до давления конденсации. Сжатый пар направляется в конденсаторы 2 и 3, в которых конденсируется за счет подогрева воды, циркулирующей по их трубам. Сконденсировавшийся хладагент сливается в поплавокый бак 1, где дросселируется. Для повышения эффективности работы используется двухступенчатое дросселирование. Жидкий хладагент дросселируется в регулирующем вентиле высокого давления до давления, создаваемого первой ступенью компрессора. Образовавшиеся при дросселировании пары отделяются от капелек жидкости и отсасываются второй ступенью компрессора, а жидкий хладагент дросселируется во втором регулирующем вентиле низкого давления до давления кипения (в испарителе) и направляется в испаритель [8].

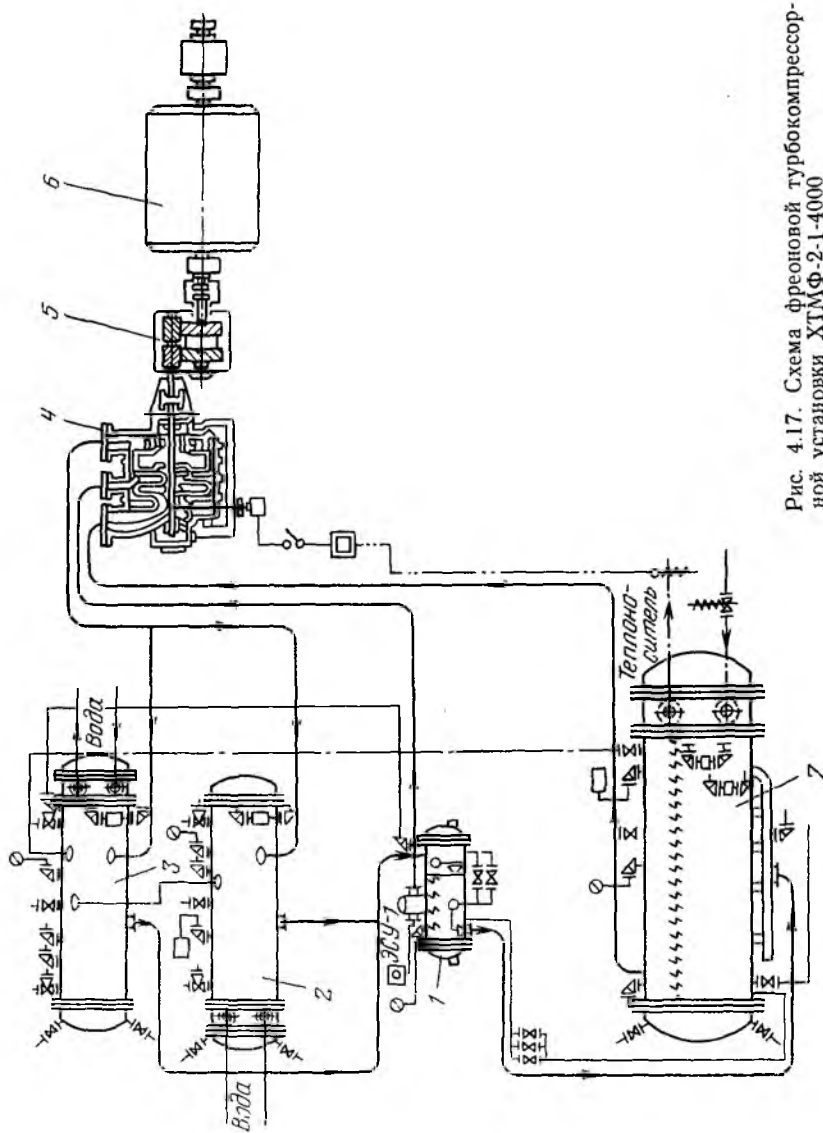


Рис. 4.17. Схема фреоновой турбокомпрессорной установки ХТМФ-2-1-4000

Хладагент кипит в испарителе до температуры, соответствующей давлению, поддерживаемому в испарителе турбокомпрессором, охлаждая рассол или воду.

Поплавковые регулирующие вентили высокого давления регулируют уровень фреона-12 «До себя», в результате чего обеспечивается полный слив жидкого фреона из конденсатора.

Для разгрузки холодильной машины при пуске конденсаторы и испаритель соединены трубопроводом с дистанционно управляемым запорным вентилем, который открывается при пуске машины.

Турбокомпрессор ШХТМ-1300 — специальная установка, все узлы которой изготовлены во взрывобезопасном исполнении, используется для работы в подземных условиях.

4.5.3. Передвижные кондиционеры

Передвижные холодильные машины — кондиционеры используются для охлаждения воздуха в горных подготовительных и очистных выработках. Эти машины могут также применяться с воздухоохладителями стационарных холодильных установок.

На шахтах и рудниках эксплуатируются передвижные кондиционеры КПШ-3, КПШ-40, КПШ-40П, КПШ-90П, КПШ-90 и РВК-1.

Кондиционеры типа КПШ изготавливаются во взрывобезопасном рудничном исполнении и допускаются к использованию на рудниках, опасных по газу или пыли.

Для кондиционирования воздуха в тупиковых выработках рудных шахт можно применять легкий передвижной детандерный воздушный кондиционер РВК-1.

Кондиционеры типа КПШ представляют собой паровые компрессорные холодильные машины, работающие на фреоне-12 по замкнутому циклу (рис. 4.18). Пары фреона-12 из испарителя воздухоохладителя засасываются компрессором и сжимаются в нем от давления испарения до давления конденсации. Сжатие паров сопровождается их нагревом до температуры 343—373 К.

Горячий пар хладагента нагнетается компрессором в конденсатор, где в результате конденсации выделяется тепло охлаждающей воды, циркулирующей по трубам.

Жидкий фреон накапливается в нижней ресиверной части конденсатора, затем поступает в фильтроосушительный аппарат, где фреон освобождается от влаги, поглощаемой веществом — силикагелем.

Затем жидкий фреон поступает через теплообменник и дополнительно охлаждается парами фреона (движущимися встречно), засасываемыми из испарителя компрессором. Далее

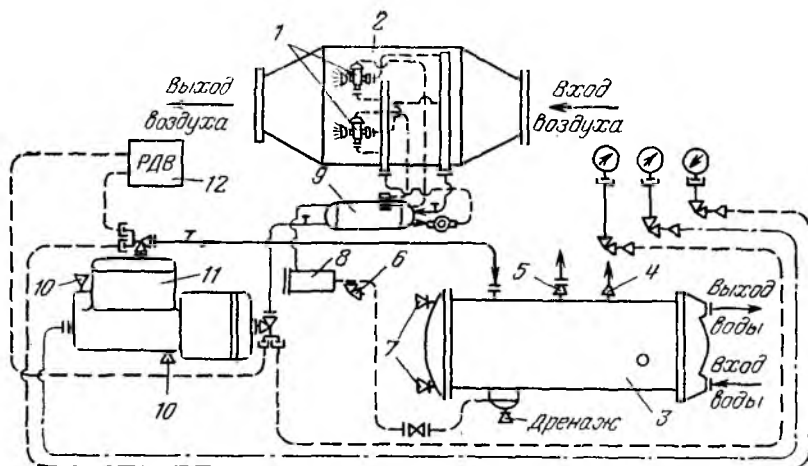


Рис. 4.18. Принципиальная схема кондиционера КПШ-3:

1 — терморегулирующие вентили; 2 — воздухоохладитель; 3 — конденсатор; 4 — пробка для спуска воздуха; 5 — клапан аварийного выброса фреона; 6 — угловой вентиль для заправки системы фреоном. Условные обозначения: — — — — — трубопровод газообразного фреона высокого давления; — — — — — трубопровод жидкого фреона высокого давления; — — — — — трубопровод фреона (вспомогательный); — — — — — трубопровод масла; 7 — пробки для спуска воды; 8 — фильтр-осушитель; 9 — теплообменник; 10 — пробки для заливки и спуска масла; 11 — компрессор; 12 — взрывобезопасное реле давления

жидкий фреон поступает в терморегулирующий вентиль, в котором давление его сжимается и он начинает кипеть при низких температурах. Парожидкостная смесь низкого давления поступает из терморегулирующего вентил в испаритель воздухоохладителя, где фреон испаряется, отбирая тепло от проходящего через воздухоохладитель воздуха, который прогоняется вентилятором. Выделившиеся при кипении пары фреона из воздухоохладителя через теплообменный аппарат, где они дополнительно и нагреваются, охлаждая жидкий фреон, засасываются компрессором, и цикл повторяется [8].

Следовательно, фреон движется по замкнутой системе, отбирая тепло от рудничного воздуха в воздухоохладителе и отдавая его воде, охлаждающей конденсатор.

4.6. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

4.6.1. Эксплуатация вентиляторных установок

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

На фундаменте устанавливают фундаментную плиту или раму, а для двигателей — салазки. Затем закрепляют машину и выверяют горизонтальность основания машины в продольном и поперечном направлениях и соосность валов машины и двигателя при непосредственном их соединении.

По окончании монтажа ротор вентилятора прокручивают вручную и, если рабочее колесо не задевает кожух, валы вентилятора и двигателя соединяют муфтой, после этого производят несколько пусков продолжительностью 1—2 мин. Если при этом не замечается каких-либо отклонений, то производят последовательно пробные пуски продолжительностью 10 мин, 1, 3 и 24 ч. В период пробных пусков вентилятор работает с небольшой нагрузкой при малых углах установки лопаток на рабочем колесе или направляющем аппарате. Во время работы контролируется температура подшипников, которая должна быть не выше 333 и 368 К для подшипников соответственно скольжения и качения.

После пробных пусков вентилятор включается в работу. По истечении 72 ч работы производят полную ревизию вентилятора, затем сдают его в эксплуатацию.

Вентиляторная рудничная установка ежедневно осматривается электрослесарями и 1 раз в неделю главным механиком или его помощниками. 1 раз в месяц главный механик осматривает и проверяет реверсивные устройства. Не менее 2 раз в год производится контрольное реверсирование вентиляционной струи с записью результатов в «Книге осмотра вентиляторных установок и проверки реверсирования»

Вентиляционный канал осматривают не реже 1 раза в месяц и по мере необходимости производят его чистку.

Планово-предупредительный ремонт вентиляторной установки должен быть организован тщательно и продуманно.

Ревизия и наладка вентиляторной установки должны быть проведены 1 раз в год — наладка с техническими испытаниями — 1 раз в 2 года. Такие работы выполняют наладочные бригады специализированных управлений или рудоремонтных заводов. В отчетах о выполненной работе приводятся результаты ревизии всего электромеханического комплекса вентиля-

торной установки; перечень дефектов, устраненных наладочной бригадой и подлежащих устранению при капитальном ремонте; рекомендации по улучшению работы вентиляторов.

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

4.6.2. Расположение вентиляторов в здании относительно ствола шахты

Согласно требованиям ПБ в угольных шахтах должны устанавливаться две вентиляторные установки одного типа и размера, из которых поочередно один рабочий, другой — резервный. Только на негасовых шахтах и рудниках допускается один агрегат с резервным двигателем.

Вентиляторная установка состоит из вентилятора с диффузором и глушителем шума, двигателя с пусковой и контрольно-измерительной аппаратурой и аппаратуры автоматического или дистанционного управления двигателем и его защиты.

В шахтную вентиляторную установку входят также переключающие и реверсивные устройства с подводящим и обводным каналами.

Здание состоит из трех частей (рис. 4.19): вентиляторного отделения 3 с подъемным краном; отделения электрических двигателей 2, где расположен двигатель вентилятора 12, вся аппаратура и лебедки 13 для ляд 14 и 6, а также маслостанция для циркуляционной смазки подшипников; отделения 1, через которое проходит атмосферный воздух к вентилятору 9 при реверсировании. Двигатель с вентилятором соединен трансмиссионным валом 10.

Конический кольцевой диффузор 8, выходной канал 7 и глушитель шума 4 расположены вне здания вентиляторной установки. Глушитель шума пластинчатого типа, состоит из лористых шлакоблоков, сложенных в ряд параллельно расположенным вертикальным перегородкам по пути потока на расстоянии 250—300 мм. Площадь живого сечения потока в глушителе принимается не менее площади выходного сечения канала.

Здание вентиляторной установки сооружается из огнестойких материалов.

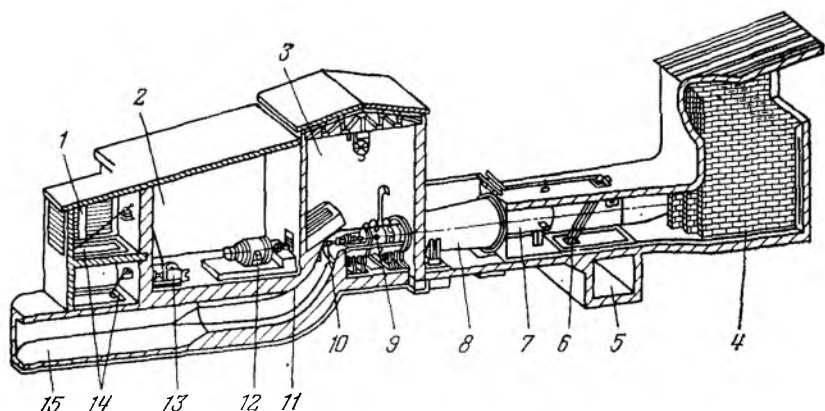


Рис. 4.19. Шахтная вентиляторная установка в разрезе с расположением основного оборудования

Все каналы, в том числе подводящий 15 с коленом 11, два разветвления и обводной 5, размещаются под зданием вентиляторной установки и крепятся бетоном, железобетоном или сборными железобетонными плитами. В каналах предусматриваются специальные люки и колодцы для доступа обслуживающего персонала.

Для переключения с одного вентилятора на другой, а также при реверсировании вентиляционной струи воздуха применяют самоуплотняющиеся ляды, уплотнение которых осуществляется благодаря разности давлений по обе ее стороны. Ляды переключаются из одного пункта через систему тяг и тросов с помощью лебедки, приводимой в движение вручную или от электродвигателя.

4.6.3. Электрооборудование вентиляторных установок

К электрооборудованию вентиляторных установок относятся приводные электродвигатели, аппаратура — управления, защиты, контроля, сигнализации и блокировки.

При полученной по расчету мощности двигателя менее 200 кВт для привода вентилятора принимают асинхронные электродвигатели; при мощности свыше 200 кВт — синхронные электродвигатели. По сравнению с асинхронными синхронные электродвигатели имеют следующие преимущества: более высокий к. п. д.; неизменную частоту вращения при любых нагрузках; пропорциональность вращающего момента напряжению в первой степени (у асинхронных электродвигателей

момент пропорционален квадрату напряжения); возможность компенсации реактивной мощности предприятия при работе с перевозбуждением и опережающем $\cos \varphi$. Поэтому синхронные электродвигатели стали основным типом привода для центробежных и осевых вентиляторных установок главного проветривания. Распространение получили синхронные электродвигатели типов СД, СДВ, СДН, СДС, СДЗ.

Для приводов вентиляторов ВЦ-32, ВПД-32М, ВОД-30 применяют электродвигатели типа СДВ (С — синхронный, Д — двигатель, В — для привода вентиляторов). Электродвигатели предназначены для работы от сети переменного тока напряжением 6 кВ и частотой 50 Гц. Возбуждение электродвигателей осуществляется от электромашинных возбудителей серии П или от тиристорных возбудительных устройств; пуск электродвигателей прямой от полного напряжения сети с включенным в цепь обмотки возбуждения пусковым резистором. Охлаждение двигателей воздушное, с самовентиляцией, исполнение открытое; область применения — закрытые помещения с нормальной окружающей средой.

Электродвигатели выполняют с горизонтально расположенным валом на двух стояковых подшипниках скольжения, с фундаментной плитой. Вал имеет один свободный конец, предназначенный для присоединения к вентилятору с помощью муфты.

Электродвигатели выпускают нескольких модификаций, отличающихся: пусковыми характеристиками, направлением вращения, способом возбуждения, приводом возбудителей, расположением выводных концов обмотки статора.

Конструкция синхронных двигателей типов СД, СДН, СДС в основном аналогична конструкции двигателей типа СДВ. Для охлаждения в двигатель иногда встраивают ковшовые, осевые или центробежные вентиляторы. У основной массы двигателей возбудители серии П имеют непосредственное соединение с валом двигателя или через клиноременную передачу. Для возбуждения двигателей некоторых типов используют отдельно стоящие возбудительные агрегаты.

Для привода вентиляторов применяют такие асинхронные электродвигатели как двигатели типов АО, АК, АЗ, АП и ВРМ.

Схемы дистанционного управления синхронными двигателями предусмотрены для прямого пуска от полного напряжения сети и пуска с включенным автотрансформатором или реактором от пониженного за счет их установки напряжения сети.

4.6.4. Калориферные установки

Воздух, поступающий в шахту, необходимо зимой подогревать, для предотвращения образования льда от капежа в стволе, обмерзания крепи и оборудования ствола и для предохранения рабочих от простуды при подъеме и спуске их по стволу.

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

При первом типе калориферной установки воздух, нагретый калорифером до 333—343 К, калориферным вентилятором нагнетается по проложенному в земле каналу в ствол шахты, где смешивается с воздухом, поступающим из атмосферы, причем температура смеси воздуха должна быть 275 К.

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

Однако первый тип калориферной установки не обеспечивает равномерного распределения нагретого воздуха в стволе и в примыкающих к стволу помещениях технологического комплекса и полной автоматизации установки.

Второй тип калориферной установки не имеет перечисленных выше недостатков.

При нагнетательной системе проветривания шахты применяется безвентиляторная калориферная установка (рис. 4.20). Подача нагретого воздуха регулируется здесь с помощью ляд с электроприводом.

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

Если известны расход $G_{\text{общ}} = V_{\text{вз}}$ (кг/с) подаваемого в рудник воздуха и температура $T_{\text{нар}}$ наружного воздуха и задаться температурой $T_{\text{под}}$ подогреваемого воздуха, то расход воздуха $G_{\text{под}}$ (кг/с), который необходимо подогреть, чтобы получить в стволе смесь воздуха требуемой температуры $T_{\text{см}}$, можно вычислить по формуле [23]

$$G_{\text{под}} = G_{\text{общ}} \frac{T_{\text{см}} - T_{\text{нар}}}{T_{\text{под}} - T_{\text{нар}}}.$$

Расход $Q_{\text{к.т}}$ (кДж/ч) теплоты при подогреве

$$Q_{\text{к.т}} = 3600 G_{\text{общ}} c_{\text{н}} (T_{\text{см}} - T_{\text{нар}}),$$

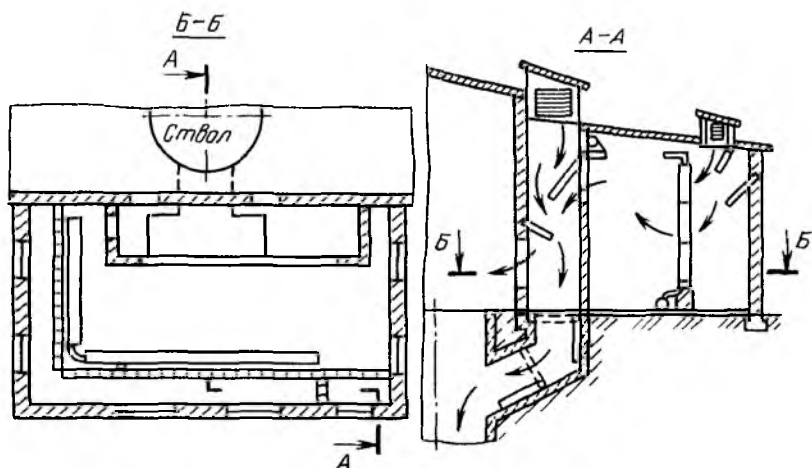


Рис. 4.20. Безвентиляторная калориферная установка

где $c_p = 1,005$ — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/К.

Объем V_0 (м³/ч) воздуха, подаваемого калориферным вентилятором при температуре 273 К, давлении 101,5 кПа и плотности воздуха $\rho_0 = 1,2$ кг/м³,

$$V_0 = \frac{3600 G_{\text{под}}}{\rho_0}.$$

Тот же объем при $T_{\text{см}}$,

$$V_t = V_0 \frac{T_{\text{см}}}{T_0}.$$

Требуемый расход пара для калориферной установки с учетом 10 % потерь в паропроводе,

$$G_{\text{п}} = \frac{1,1 Q_{\text{к.т}}}{T_{\text{пар}} - T_{\text{ср}}},$$

где $T_{\text{пар}}$ — температура пара, К; $T_{\text{ср}}$ — средняя температура воздуха в калориферах (полусумма температур наружного и подогретого воздуха), К.

Расход воздуха $G_{\text{к}}$ (кг), проходящего через соединенные параллельно $n_{\text{к}}$ калориферов,

$$G_{\text{к}} = \frac{3600 G_{\text{под}}}{n_{\text{к}}}.$$

Количество теплоты, передаваемой калориферами за 1 ч,

$$Q_{\text{к. ч}} = k_3 \frac{(T_{\text{пар}} - T_{\text{нар}}) k_{\text{т. к}} F_{\text{к}}}{1 + \frac{k_{\text{т. к}} F_{\text{к}}}{2,01 G_{\text{к}}}},$$

где $k_3 = 0,9$ — коэффициент, учитывающий потери теплоты; $k_{\text{т. к}} = 84 \div 126$ — коэффициент теплопередачи; $F_{\text{к}}$ — поверхность нагрева калорифера, м^2 .

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

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{нар}} + \frac{Q_{\text{к. ч}}}{0,24 G_{\text{к}}}.$$

4.6.5. Проектирование главных вентиляторных установок

При проектировании вентиляторной установки задаются: потребной подачей вентилятора Q , максимальным H_{max} и минимальным H_{min} сопротивлением вентиляционной сети за время эксплуатации шахты, категорией шахты по газу. При проектировании необходимо [23]: подобрать тип вентилятора с определенным диаметром рабочего колеса, который обеспечил бы заданные подачу и напор за весь срок работы и потребил бы минимальное количество энергии (наиболее выгодный вентилятор); согласно ПБ установить резервирование вентиляторов или двигателей к ним; определить рациональный способ регулирования; выбрать мощность и тип двигателя, проверить их по пусковым условиям, установить схему коммутации, подобрать пусковую аппаратуру, рассчитать и выбрать кабель, определить расход энергии по годам за время работы установки; рассчитать калориферную установку; выбрать схему установки вентиляторов, двигателей, пусковой и контрольно-измерительной аппаратуры и установить схему соединения вентиляционного канала со стволом, увязать ее со схемой реверсирования вентиляции; определить технико-экономические показатели работы вентиляторной установки, капитальные и эксплуатационные затраты и удельные затраты на 1 т добываемой руды на вентиляцию.

Согласно ПБ главная вентиляторная установка должна располагаться на поверхности рудников и работать на всасывание; она состоит из двух одинаковых самостоятельных вентиляторных агрегатов, один из которых резервный. Для негазовых рудников допускается установка одного вентилятора с резервным двигателем.

Выбор вентилятора для конкретных условий может быть произведен по индивидуальным (размерным) или отвлеченным (бесразмерным) характеристикам вентилятора,

При выборе вентилятора необходимо [23]: ориентироваться на осевые вентиляторы ВОД и центробежные ВЦ и ВЦД нового типажа (ГОСТ 11004—84), так как изготовление ранее выпускавшихся вентиляторов должно быть постепенно прекращено; применять осевые вентиляторы при давлениях до 2500—3000 Па; при больших давлениях, а также при совместной работе вентиляторов на общую вентиляционную сеть применять центробежные.

На рис. 4.21 в координатных осях Q — p показано поле вентиляционных режимов рудников, покрываемое областями наиболее выгодного применения вентиляторов ВОД с различными

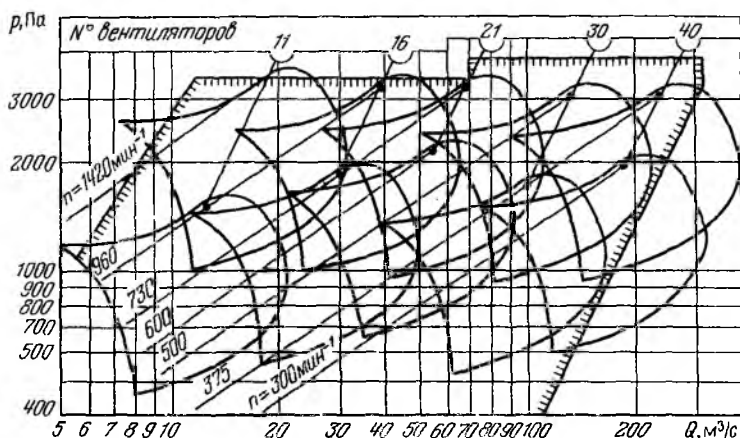


Рис. 4.21. Поле вентиляционных режимов, покрываемое областями наиболее выгодного применения осевых вентиляторов ВОД

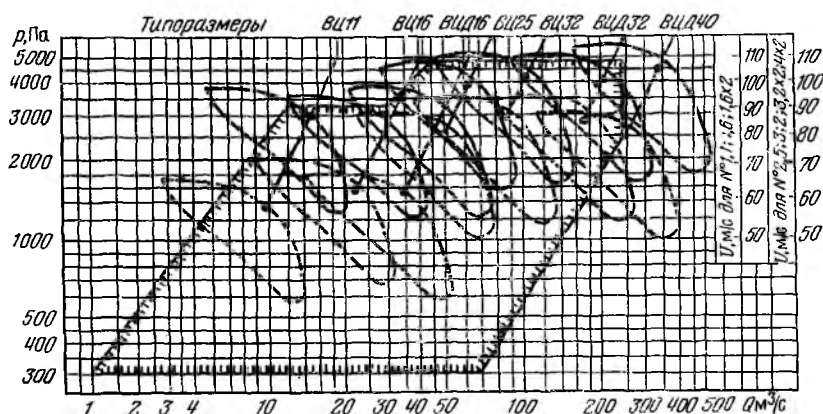


Рис. 4.22. Поле вентиляционных режимов, покрываемое областями наиболее выгодного применения центробежных вентиляторов типов ВЦ и ВЦД

диаметрами рабочих колес, а на рис. 4.22 — то же, вентиляторов типов ВЦ и ВЦД.

Для выбора наиболее выгодного вентилятора по размерным характеристикам необходимо построить характеристику рудничной вентиляционной сети. Для этого задаются различными значениями производительности Q от 0 до $1,5 Q$, необходимой $Q_{\min}$ и находят по уравнению соответствующие значения сопротивления сети h_p при минимальном $A_{\min}$ эквивалентных отверстиях рудника:

$$h_p = \frac{1,464}{A^2} Q^2;$$

принимаем

$$A_{\min} = 1,21 \frac{Q}{\sqrt{h_{\max}}}; \quad A_{\max} = 1,21 \frac{Q}{\sqrt{h_{\min}}}.$$

По найденным значениям строятся характеристики сети при $A_{\min}$ и $A_{\max}$ в таком же масштабе, в каком построены характеристики вентиляторов. По точкам пересечения характеристик вентиляторов и сети находят рабочие параметры работы вентиляторов с различными диаметрами рабочих колес и при различном угле установки лопаток направляющего аппарата.

После этого надо выбрать вентилятор, который обеспечивает максимальный к. п. д. и минимальные эксплуатационные затраты.

При выборе вентилятора по индивидуальным характеристикам решаются и вопросы регулирования, так как характеристики вентиляторов строятся для различных углов установки лопаток.

Выбор вентиляторов с помощью как типовых, так и индивидуальных характеристик завершается определением требуемой мощности электродвигателя по фактическим рабочим данным подачи, давления и статическому к. п. д. вентилятора.

$$N = k \frac{Q_{\text{раб}} h_{\text{раб}}}{1000 \eta_{\text{раб}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{с}}},$$

где $Q_{\text{раб}}$, $h_{\text{раб}}$ и $\eta_{\text{раб}}$ — рабочая соответственно подача ($\text{м}^3/\text{с}$), давление (кПа) и к. п. д.;

$\eta_{\text{д}}$ и $\eta_{\text{с}}$ — к. п. д. соответственно электродвигателя и сети; $k = 1,05 \div 1,25$ — коэффициент запаса мощности.

Рабочие значения $Q_{\text{раб}}$, $h_{\text{раб}}$ и $\eta_{\text{раб}}$ находят графически из сопоставления индивидуальной характеристики вентиляционной сети с действительной при $A_{\min}$.

Приведенные годовые затраты C (руб/год) на эксплуатацию вентиляторной установки

$$C = E_{\text{н}} K_{\text{в}} + C_{\text{э}} + A_{\text{в}} + C_{\text{р}} + C_{\text{о}} + C_{\text{м}},$$

где E_n — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; K_v — капитальные затраты на сооружение вентиляторной установки; $C_э$ — годовая стоимость электроэнергии; A_v — годовые амортизационные отчисления по вентилятору, двигателю и аппаратуре; C_p — годовые затраты на ремонт, ревизию и наладки; C_o — годовые затраты на обслуживание; C_m — годовые затраты на материалы.

Годовые расходы $C_э$ (руб/год) на электроэнергию

$$C_э = \frac{8760b_1}{1000\eta_{дэ}} \left(\frac{Q_1 h_1 t_1}{\eta_1 t} + \frac{Q_{11} h_{11} t_{11}}{\eta_{11} t} + \dots + \frac{Q_n h_n t_n}{\eta_n t} \right) + b_2 N_{ном},$$

где 8760 — число часов работы вентилятора в году; b_1 — стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, учтенная по счетчику, руб/(кВт·ч); b_2 — стоимость 1 кВт·А установленной мощности двигателя, руб/(кВт·А); $t = t_1 + t_{11} + \dots + t_n$ — полный срок эксплуатации вентиляторной установки; Q_1, h_1, η_1, t_1 — соответственно подача (м³/с), среднее давление (кПа), соответствующий ему к. п. д. и число лет первого периода эксплуатации и т. д.; $N_{ном}$ — номинальная мощность высоковольтного электродвигателя, кВт·А.

Расход электроэнергии за весь срок эксплуатации вентилятора при переменном эквивалентном отверстии определяется суммой средних расходов по периодам эксплуатации. В каждый период с учетом условно равномерного изменения давления в функции времени берут среднее арифметическое давление. По этому давлению и подаче из индивидуальной характеристики вентилятора находят средний к. п. д. за данный период. Полученные средние значения давления, к. п. д. вводят в формулу расхода энергии.

4.6.6. Выбор вентиляторов местного проветривания

Тупиковые выработки с помощью вентиляторных установок местного проветривания могут проветриваться с помощью нагнетательного, всасывающего и комбинированного способов, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки. На рудных газовых шахтах Правилами безопасности запрещается использование всасывающего и комбинированного способов, поэтому нагнетательный способ проветривания получил наибольшее распространение.

В этом случае вентилятор местного проветривания 1 (рис. 4.23) располагается в выработке, проветриваемой за счет общешахтной депрессии, трубопровод 2 — по сечению проветриваемой выработки.

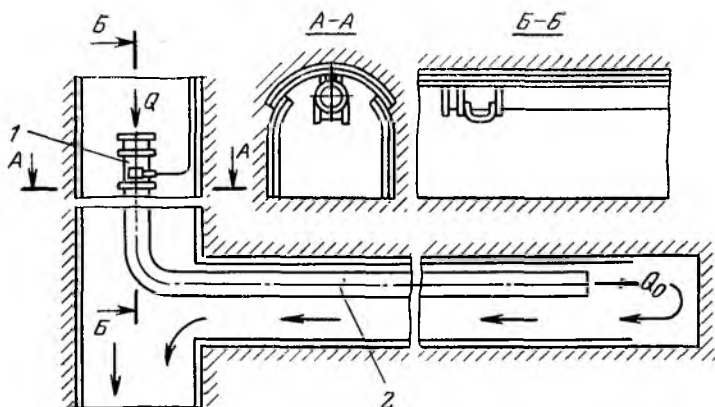


Рис. 4.23. Схема вентиляторной установки местного проветривания

Развиваемое вентилятором давление p расходуется на преодоление сопротивления трубопровода и проветриваемой выработки. Потери давления при движении воздуха по специальному трубопроводу (выработке) $p = RQ^2$, где Q — подача вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$; R — сопротивление трубопровода (выработки), $\text{Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$ [21],

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

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

Коэффициент аэродинамического сопротивления трубопровода удобно определять с помощью следующей формулы:

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

где коэффициент a принимается равным:

Для жестких труб с прямолинейной навеской	0,038
То же, с изломами на стыках	0,050
Для гибких труб с прямолинейной навеской	0,030
То же, с волнистой навеской	0,045
» , с складками	0,120

Вследствие неизбежных утечек воздуха для обеспечения гарантированного расхода воздуха Q_0 у забоя необходимо увеличивать подачу ($Q > Q_0$) и давление ($p > RQ_0^2$) вентилятора,

что может быть учтено с помощью коэффициентов резервирования расхода [21]

$$p_Q = \frac{Q}{Q_0} = e^{1,481/d_{\text{тр}} \sqrt{\alpha k^2}} \quad (4.5)$$

и давление

$$p_n = \frac{p}{RQ_0^2} = \frac{p_Q^2 - 1}{2 \ln p_Q}, \quad (4.6)$$

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

В зависимости от качества сборки k составляет:

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

Приведенные выше значения коэффициента k относятся к трубам, проработавшим на нагнетение не более четверти срока годности. Для труб, проработавших более половины этого срока, коэффициент k должен быть увеличен в 1,5—2 раза.

При определении расхода воздуха Q_0 , требующегося для проветривания тупиковых выработок, исходят из необходимости снижения концентрации газов и пыли, образующихся в процессе их прохождения, до предельно допустимой Правилами безопасности нормы. Расход воздуха рассчитывают обычно по факторам, основные из которых: количество ядовитых газов, образующихся при взрыве; количество газов, поступающих из окружающих пород; число одновременно занятых на участке людей; пылевой режим. Из полученных результатов выбирают наибольшее значение, предварительно проверив его по минимально и максимально допустимым скоростям движения воздуха в выработке.

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

Как известно, стоимость проветривания выработки за весь срок ее проходки

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

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

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

$$N_i = 0,0636 \frac{\alpha l_i p_{Q_i} p_{\text{н}} Q_0^3}{d^5 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{д}i}},$$

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

В результате этих подсчетов определяем стоимость энергии за весь срок проведения выработки

$$C_{\text{э}} = \left(8760 b_1 \varepsilon_{\text{г}} N_{\text{ср}} + \frac{b_2 N_{\text{д}} n_{\text{г}}}{\cos \varphi} \right) \frac{l}{12 v_{\text{пр}}},$$

где b_1 — стоимость 1 кВт·ч энергии, руб.; $\varepsilon_{\text{г}}$ — коэффициент, учитывающий потери в глушителе; для одной секции $\varepsilon_{\text{г}} = (1,01 \div 1,02)$, для $n_{\text{г}}$ секций $\varepsilon_{\text{г}} = 1 + (0,01 \div 0,02) n_{\text{г}}$; b_2 — плата за 1 кв·А установленной мощности, руб.; $N_{\text{д}}$ — установленная мощность двигателя, кВт; $N_{\text{ср}}$ — среднее значение потребляемой мощности за весь срок проведения выработки, кВт; $v_{\text{пр}}$ — скорость проведения выработки, м/мес.

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

Результаты расчетов по определению потребных вентиляционных режимов, выполненных по формулам (4.5) и (4.6), при последовательно-параллельной работе вентиляторов СВМ-6М и ВЦ-7 приведены соответственно на рис. 4.24 и 4.25 здесь также сделано сопоставление этих режимов с областями промышленного использования вентиляторов СВМ-6М и ВЦ-7, откуда видно, что для выполнения поставленной задачи требуется один вентилятор ВЦ-7. В случае применения вентиляторов СВМ-6М для обеспечения режимов 1—4 (номера режимов соответствуют длине трубопровода в гектометрах) требуется один вентилятор, для режимов 5, 9—12 — два, для режимов 6, 12, 13 — три, для режимов 7, 14, 18, 19 — четыре, для режи-

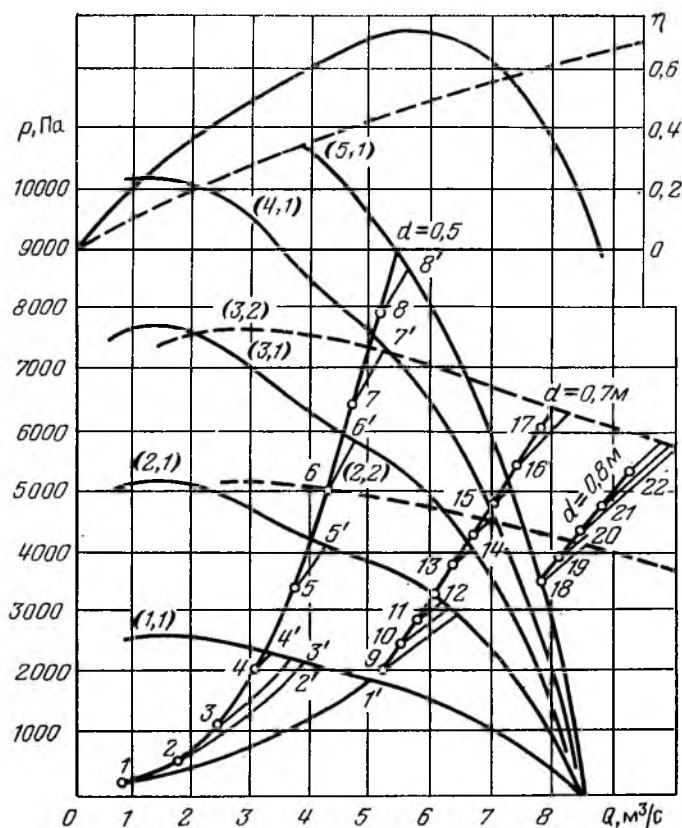


Рис. 4.24. График вентиляционных режимов при последовательно-параллельной работе вентиляторов СВМ-6М на различные трубопроводы

мов 18, 15— пять и, наконец, для режимов 16, 17, 20, 21, 22— шесть вентиляторов. С режима 5 по 15 вентиляторы СВМ-6М соединяются последовательно, а с режима 18 по 22— параллельно-последовательно (см. рис. 4.24), где первая цифра в скобках означает число последовательно включенных машин, вторая — число параллельных соединений.

Поскольку вентилятор ВЦ-7 имеет глубокое регулирование, все режимы (см. рис. 4.25) попадают в область его промышленного использования, за исключением режимов 1—4, вместо которых вентилятор обеспечивает режимы 1'—4', получаемые пересечением характеристик сети, проходящих через точки 1—4 ближайшей регулировочной характеристики вентилятора (при угле установки закрылков $\theta_3 = -30^\circ$). Режимы 5'—8' находятся в рабочей зоне.

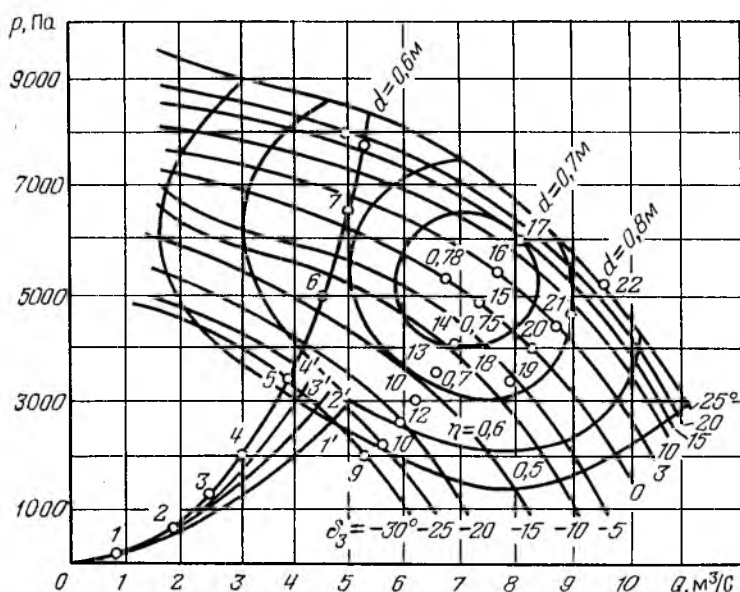


Рис. 4.25. График вентиляционных режимов при последовательно-параллельной работе вентиляторов ВЦ-7 на различные трубопроводы

Вопросы для самопроверки

1. Дайте классификацию вентиляторных установок.
2. Перечислите основные преимущества и недостатки шахтных осевых и центробежных вентиляторов.
3. Чем обусловлена необходимость регулирования вентиляторов главного проветривания?
4. Как влияет естественная тяга на работу шахтной вентиляторной установки?
5. Назовите функции, выполняемые спиральным корпусом и диффузором вентилятора.
6. Перечислите основные элементы основного вентилятора. Дайте им характеристику.
7. Что понимается под вентиляторной установкой?
8. Опишите схему падающей ляды.
9. Как выбирается мощность двигателя вентилятора главного проветривания?
10. Охарактеризуйте средства, используемые для определения подачи вентиляторов.
11. Какие требования предъявляются к размещению вентиляторов местного проветривания?
12. Перечислите основные элементы методики выбора вентиляторной установки главного проветривания.
13. Запишите формулу для определения расхода энергии вентиляторной установки.
14. Объясните сущность регулирования лопастной машины дросселированием нагнетательного трубопровода.
15. Опишите основные закономерности регулирования лопастной машины направляющим аппаратом.
16. Как изменяется напорная характеристика лопастной машины при изменении угла установки лопаток рабочего колеса?

5. РУДНИЧНЫЕ ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ

5.1. МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

5.1.1. Устройство рудничных подъемных установок

Подъемные установки шахт служат для подъема на поверхность полезного ископаемого, а также для спуска и подъема по стволам шахт людей и грузов.

Около половины всех полезных ископаемых в нашей стране выдается на поверхность при помощи подъемных установок, которые потребляют до 50 % подводимой к шахтам электроэнергии. Основные требования, предъявляемые к подъемным установкам,— бесперебойность, безопасность и экономичность работы.

Первоклассные подъемные машины выпускают заводы: Ново-Краматорский машиностроительный завод им. В. И. Ленина (НКМЗ), Донецкий машиностроительный завод им. Ленинского комсомола Украины (ДМЗ).

Развитие горной промышленности ставит перед учеными и инженерно-техническими работниками новую задачу—создание более совершенных видов комплектного оборудования подъемного транспорта на базе широкой типизации и последних достижений науки.

Основные части подъемной установки: подъемная машина, привод к ней, подъемные сосуды, канаты, соединяющие подъемные сосуды с органом навивки подъемной машины, копер со шкивами.

Подъемные установки с двухэтажными неопрокидными клетями и со скипами показаны на рис. 5.1. Грузовые вагонетки (рис. 5.1, а) вкатываются в клеть 6 на нижнем I и промежуточном II горизонтах шахты (соответственно нижняя и промежуточная приемные площадки) и одновременно выгружаются из другой клетки 5 в надшахтном здании III (верхняя приемная площадка). Вслед за этим верхняя клеть загружается порожними вагонетками, нижняя — разгружается от них.

Движение клеток производится подъемной машиной 1 с помощью подъемных канатов 2, переброшенных через копроовые шкивы 3 на копре 4. При вращении двигателем органов навивки один канат навивается, другой свивается с них, в результате чего происходят одновременный подъем одной клетки и спуск другой.

При скиповой установке (рис. 5.1, б) грузовая вагонетка 6 разгружается с помощью опрокидывателя 7 в бункер 5, откуда

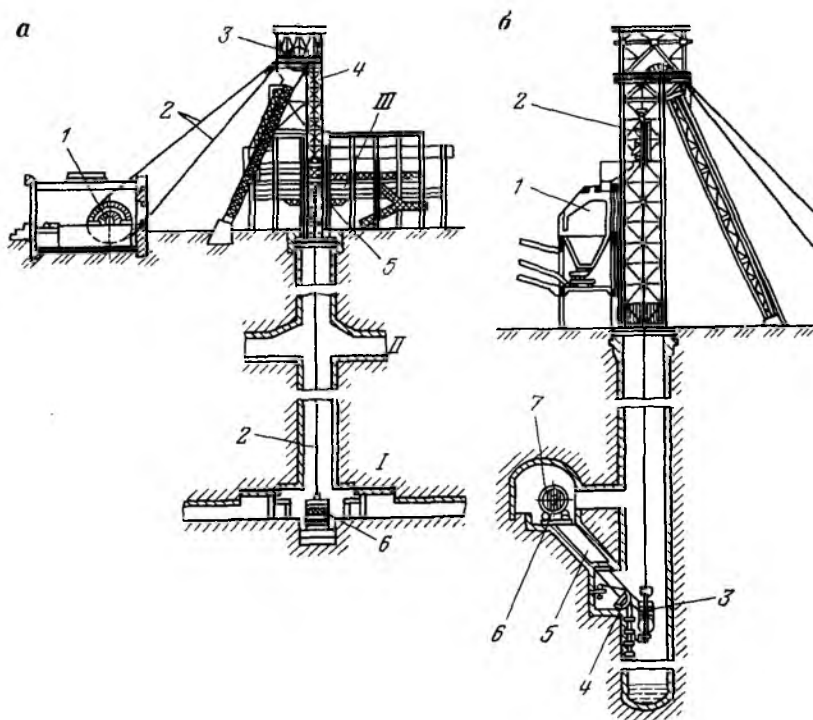


Рис. 5.1. Схемы подъемных установок:
а — клетевой; б — скиповой

через дозатор 4 загружается скип 3. Одновременно с загрузкой скипа 3 разгружается другой скип 2 в бункер 1 на поверхности. Далее полезное ископаемое конвейером доставляется к обогащательным устройствам или к месту погрузки его в железнодорожные вагоны.

При установке с опрокидными клетями загрузка их полезным ископаемым аналогична загрузке обыкновенных клеток, разгрузка — разгрузке скипов.

Иногда вместо двухклетевой и двухскиповой установок применяется одноклетевая или односкиповая установка с подъемным сосудом на одной ветви каната и противовесом на другой.

Подъемная машина располагается в специальном здании и состоит из органов навивки подъемных канатов, редуктора, подъемного двигателя, аппаратуры управления и защиты.

Подъемные установки можно классифицировать по следующим признакам:

по наклону ствола шахты — на наклонные и вертикальные;

по типу органов навивки канатов: с постоянным радиусом навивки — с одним и с двумя цилиндрическими барабанами, со шкивом трения; с переменным радиусом навивки (для уравнивания подъемной системы) — с коническими барабанами, с цилиндро-коническими барабанами, с бицилиндро-коническими барабанами, с биконо-цилиндрическими барабанами, с бобинами;

по типу привода: от электродвигателя — асинхронного, постоянного тока (система генератор—двигатель Г—Д и т. п.) до тиристорного;

по типу подъемных сосудов — на бадьевые, клетевые, скиповые, с комбинированными подъемными сосудами;

по степени уравновешенности подъемной системы — на уравновешенную (система с цилиндрическими барабанами без подвесного каната); статически уравновешенную (система с равновесным подвесным канатом при наличии цилиндрических барабанов или система с коническими барабанами);

динамически уравновешенную (система с тяжелым подвесным канатом, т. е. с канатом, линейная масса которого больше линейной массы головного каната при постоянном радиусе навивки, или система с коническими барабанами с большим углом конусности);

по назначению — главный и вспомогательный, грузовой и людской.

Главная часть подъемной машины — органы навивки. Органом навивки называют ту часть подъемной машины (барабаны, шкивы трения, бобины), при помощи которой канат вместе с подъемными сосудами приводится в движение; при этом на барабаны он навивается, а на шкиве трения удерживается силой трения.

5.1.2. Подъемные сосуды

По способу транспортирования полезного ископаемого подъемные сосуды подразделяют на клетки, бадьи и скипы. В клетях полезное ископаемое поднимается без пересыпания, в тех же вагонетках, в которых поступает от забоя к стволу шахты, в бадьях и скипах — без вагонеток, с пересыпанием его в околоствольном дворе.

Подъемные сосуды должны обеспечивать безопасность перемещения грузов и людей, иметь большую грузоподъемность при небольшой собственной массе, автоматически осуществлять загрузку и разгрузку; быть простыми по конструкции и надежными в работе. Их изготавливают из низколегированных сталей, из дюралюминия и пластмасс.

Клетки. Более универсальными подъемными сосудами являются клетки, в них одинаково удобно транспортировать различ-

Рис. 5.2. Одноэтажная неопрокидная клеть

ные грузы и людей. На шахтных подъемах для вертикальных стволов применяют неопрокидные и опрокидные клетки. Наиболее распространены неопрокидные клетки, которые могут быть одно- или двухэтажными с одной вагонеткой в каждом этаже.

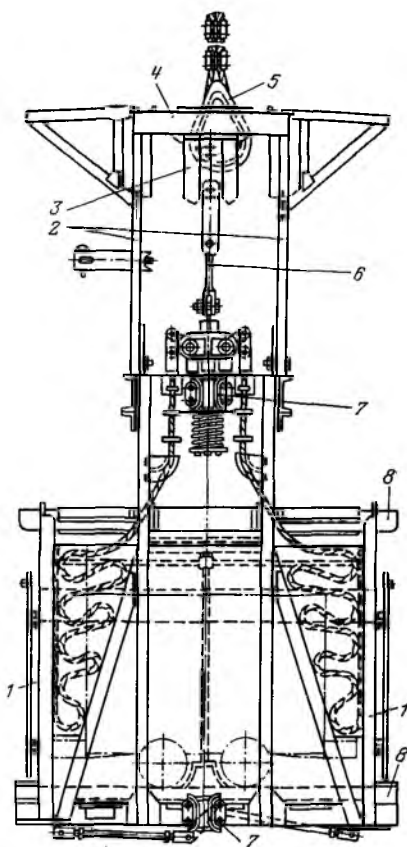
Неопрокидная клеть (рис. 5.2) представляет собой каркас с вертикальными стойками 1 и двумя горизонтальными рамами 8 (в двухэтажных клетях три горизонтальные рамы). Каркас подвесным устройством 2 прикреплен к канату с помощью коуша 5.

Угольники 3, приваренные к балке 4, являются направляющими для коуша 5. При обрыве основной подвески, образуемой стойками 2 и балкой 4, клеть удерживается на предохранительной подвеске, включающей в себя коуш 5, тяги 2 и шток подвески 6.

Нижняя рама одноэтажной клетки и нижняя и средняя рамы двухэтажной клетки имеют сплошной пол из листовой или рифленой стали. На полу каждого этажа смонтированы рельсы и стопорные устройства, удерживающие вагонетки за колеса. ПБ допускается иметь в полу надежно закрепляемые съемные части или откидные ляды в местах, предназначенных для осмотра стопорных устройств.

Направляющие 7, которые охватывают металлические или деревянные проводники, установленные в стволе шахты, предохраняют клеть от поперечных колебаний при движении. Направляющие могут быть скользящего типа (в виде литых скоб или лап) и роликового, у которых к проводнику с каждой стороны прикасаются специальные ролики. Роликовые направляющие получают все большее распространение, так как при них сопротивление движению подъемных сосудов уменьшается.

Длинные (боковые) стороны клетки на полную высоту обшиваются тонкими сплошными или перфорированными листами,



отверстия в листах против проводников недопустимы. Внутри клетки вдоль длинных сторон размещают поручни. С коротких (торцовых) сторон располагают двери с наружным засовом, которые должны открываться только внутрь клетки. Высота верхней кромки двери над уровнем пола должна быть не менее 1,2 м, нижней — не более 150 мм. Верхняя рама клетки имеет сплошную крышу из трех металлических листов, крайние листы закреплены на шарнирах и могут откидываться вверх при транспортировании длинномерных материалов или частей оборудования.

ПБ требуют, чтобы расстояние в верхнем этаже клетки от пола для наиболее выступающей под крышей клетки части было не менее 1,9 м без учета основного стержня с пружиной, которой необходимо ограждать предохранительным стаканом. Высота остальных этажей клетки должна быть не менее 1,8 м. Число людей, находящихся на каждом этаже клетки, определяют из расчета пяти человек на 1 м² полезной площади пола клетки. Зазоры между вагонетками и наиболее выступающими частями клетки должны быть не менее 50 мм.

Сравнительную оценку подъемных сосудов производят, исходя из простоты конструкции и универсальности сосуда, величины мертвой массы, простоты оборудования околоствольного двора и надшахтного здания, потребного вагонного парка, уравновешенности мертвых масс сосудов, сложности и продолжительности маневров, степени дробления полезного ископаемого, безопасности перемещения людей, динамических усилий при разгрузке и возможности увеличения полезного груза.

Неопрокидные клетки имеют следующие преимущества: простую конструкцию и возможность поднятия различных грузов; простое оборудование околоствольного двора; полную уравновешенность мертвых масс в течение всего периода подъема; наименьшее дробление полезного ископаемого; наибольшую безопасность перемещения людей; наименьшие динамические нагрузки на копер при разгрузке.

Недостатки неопрокидных клеток: большая мертвая масса (1,6—2,5 массы полезного груза); сложность оборудования поверхности для разгрузки и загрузки вагонеток; большой потребный вагонный парк; сложность и продолжительность маневров (в начале подъема необходимо снять порожнюю клеть с посадочных устройств и только после этого начинать подъем); сложность автоматизации процессов загрузки и разгрузки; ограниченная возможность увеличения полезного груза, так как грузоподъемность вагонеток определяется условиями подземного транспортирования. Поэтому подъемные установки с неопрокидными клетями используют главным образом как вспомогательные. Для главных установок их применяют только при

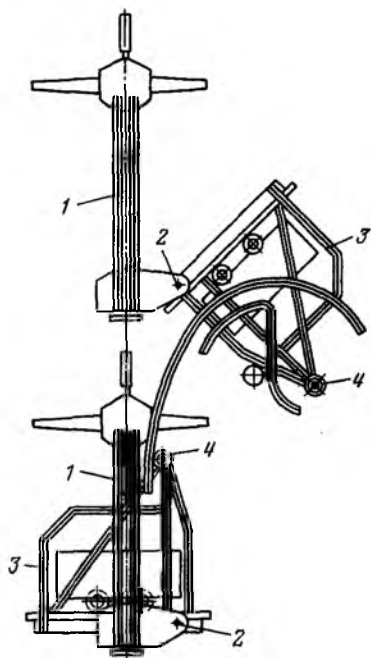
Рис. 5.3. Схема опрокидной клетки

малых производственных мощностях рудников (до 300 тыс. в год) и малых глубинах.

Опрокидные клетки имеют следующее преимущество: универсальность сосуда; простое оборудование околоствольного двора и надшахтного здания; меньший вагонный парк, чем при неопрокидных клетях, так как на поверхности вагонетки не используются; меньшую сложность и продолжительность маневров; автоматическую разгрузку клетей.

Опрокидная клеть (рис. 5.3) состоит из основной рамы 1 и поворотной платформы 3, соединенных между собой шарниром 2. Основная рама присоединяется к подъемному канату так же, как и у неопрокидной клетки. На полу поворотной платформы настланы рельсы для вагонеток и установлены стопоры. На боковых стенках платформы на уровне верхней кромки вагонетки приварены уголки, удерживающие вагонетку при опрокидывании платформы. Замена порожних вагонеток гружеными в околоствольном дворе производится так же, как и при неопрокидных клетях. Разгрузка осуществляется подобно разгрузке скипов с опрокидывающимся кузовом: при проходе груженой клетки к разгрузочному бункеру отклоняющие ролики 4 поворотной платформы входят в разгрузочные кривые, вследствие чего при продолжающемся подъеме основной рамы платформа поворачивается на шарнире 2 на 135° и руда из вагонетки высыпается в бункер. По окончании разгрузки клеть опускается, отклоняющие ролики переводят платформу в нормальное положение, затем цикл повторяется. Таким образом, при опрокидных клетях исключается замена вагонеток, что является их основным преимуществом.

Недостатки опрокидных клетей: сложность конструкции; большая мертвая масса, превышающая мертвую массу неопрокидной клетки той же грузоподъемности почти в 2 раза; неуравновешенность мертвых масс в начале и в конце подъема; большее дробление полезного ископаемого, чем при неопрокидных клетях; недостаточная защищенность людей; большие динами-



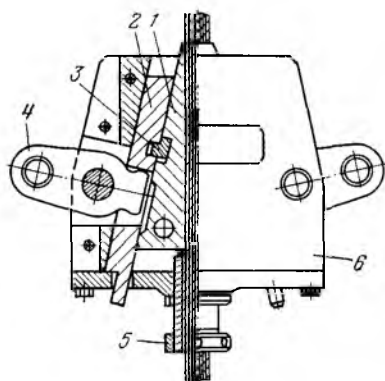


Рис. 5.4. Прицепное устройство подъемных сосудов — рычажно-клиновой коуш

ческие нагрузки, возникающие при опрокидывании клетки, которые уменьшают срок службы клетки в 4 раза по сравнению с неопрокидными клетями и увеличивают размеры копра; ограниченная возможность увеличения массы полезного груза. Эти недостатки очень существенны, поэтому при проектировании новых рудников опрокидные клетки для вспомогательных подъемов не предусматриваются.

Подъемные канаты к клетям и скипам присоединяются подвижными устройствами, которые могут отсоединяться от грузонесущей конструкции подъемных сосудов.

По ПБ запас прочности подвешенного устройства подъемных сосудов, в которых транспортируются люди, должен быть 13-кратным по отношению к максимальной статической нагрузке, а для сосудов исключительно грузовых подъемов — 10-кратным.

Подвесное устройство состоит из прицепного устройства, к которому присоединяется подъемный канат, и элементов подвески, соединяющей прицепное устройство с грузоподъемной конструкцией подъемного сосуда.

К прицепным устройствам относятся безжимковые рычажно-клиновые коуши и клиновые безжимковые коуши с односторонним зажатием каната, а также грушевидные жимковые коуши.

В рычажно-клиновом коуше КРГ (рис. 5.4) сосуд своей массой воздействует на рычаги 4, которые с помощью вертикальных 2 и горизонтальных 3 клиньев передают усилие на обратные клинья 1, удерживающие подъемный канат. Корпус 6 прикрыт снизу опорной втулкой 5, не допускающей ослабление зажима при напуске каната. Втулка позволяет ослабить зажим при перепланировке каната. Ниже втулки на расстоянии 40 мм устанавливают контрольный зажим, который при случайном проскальзывании каната в коуше упрется во втулку.

В описанном коуше сильный пережим каната в жестких

клиньях вызывает у входа каната в коуш большие напряжения изгиба и контактные напряжения, в связи с чем снижаются работоспособность и долговечность канатов.

Этого недостатка нет в безжимковом клиновом коуше ККБ с односторонним зажимом каната. В корпусе коуша ККБ имеется подвижной клин и щеки корпуса соединены между собой болтами. На клине предусмотрена футерованная вставка. Канат охватывает ручей клина, проходит через опорный вкладыш и крепится к скобе. На канате имеется контрольный зажим, со стороны входа каната установлен гаситель поперечных колебаний — цилиндрическая втулка, закрепленная на коуше, с набором резиновых колец различной жесткости. Винтовое натяжное устройство необходимо для фиксации клина в зажатом положении. С подъемным сосудом коуш соединяется пальцем.

Согласно ПБ клетки, служащие для спуска и подъема людей, за исключением клеток многоканатных установок, снабжают парашютами, которые должны обеспечивать автоматическую остановку клетки при обрыве каната и безопасный для людей режим торможения. Замедление порожних клеток при их улавливании должно быть не более 50 м/с^2 , а при остановке клеток с максимальным числом людей — не менее 6 м/с^2 .

Парашют состоит из ловителей и приводного механизма. Источником энергии для действия парашюта служит масса клетки и сила пружины.

Парашюты своими ловителями могут действовать либо на специальные тормозные канаты, либо на проводники: ПТК с мгновенным захватом ловителями двух тормозных канатов при обрыве подъемного каната; ПТКП для установок с противовесом; ПКЛ с мгновенным захватом эксцентриково-клинового ловителя за один тормозной канат; ПДП, улавливающие клеть за деревянные проводники.

В парашютах ПТК при обрыве подъемного каната пружина 7 (рис. 5.5) отжимает вниз шток 6 и с помощью траверсы 1 и серег 2 поворачивает рычаги 3 вокруг оси 4. В связи с этим клинья 5 посредством рычага 3 поднимаются вверх и захватывают тормозные канаты 8, на которых повисает клеть.

Парашюты ПДП состоят из пружинного механизма, рычажной передачи и четырех ловителей (по два на каждый проводник). При обрыве каната ловители своими гребнями внедряются в деревянные проводники.

Клеть на приемных площадках устанавливается на кулаки или остаются висящими на канате.

Посадочные кулаки состоят из двух пар откидных кулаков, установленных по торцовым сторонам клетки, тяги привода и противовесов. При движении клетки кулаки откиннуты в такое положение, чтобы не мешать ее движению. Для посадки на кулаки клеть поднимается несколько выше кулаков, после этого

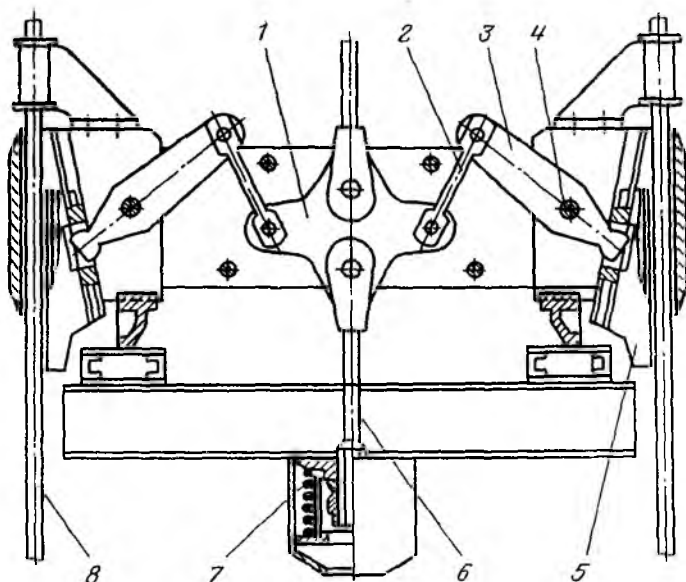


Рис. 5.5. Парашют ПТК

рабочим — рукоятчиком (или автоматически) они подводятся под клеть и она опускается на них. Для спуска клетки с кулаков вниз ее сначала приподнимают и кулаки под действием противовесов устанавливаются в первоначальное положение, после этого клеть свободно пройдет мимо них.

Посадочные кулаки обеспечивают строго фиксированное положение клетки относительно приемной площадки, которое не изменяется в процессе разгрузки-загрузки. Однако имеются следующие недостатки: усложнение процесса посадки и снятия клетки вследствие необходимости ее приподъема; возможность сильных ударов и несчастных случаев при посадке клетки на кулаки с большой скоростью; возникновение динамических нагрузок при подъеме клетки из-за отсутствия натяжения у стоящей на кулаках клетки, вследствие чего канат провисает и образуется изгиб его у места закрепления; при снятии и посадке клетки двигатель перегружается, так как должен преодолевать всю неуравновешенную массу одной ветви каната с концевой нагрузкой.

ПТЭ допускается применение посадочных кулаков только на верхней и нижней приемных площадках; на промежуточных горизонтах они допускаются лишь в отдельных случаях с разрешения главного инженера комбината при наличии сигнализации или блокирующих устройств, увязывающих работу подъ-

емной установки с положением кулаков и качающихся площадок. При подъеме и спуске людей посадочные кулаки должны быть убраны, если нет приспособлений, автоматически ограничивающих скорость подхода клетки к околоствольному двору в пределах 1,5 м/с.

Вследствие ослабления натяжения каната сидящей на кулаках клетки посадочные кулаки не могут применяться при подъемных машинах с ведущими шкивами трения.

Качающиеся площадки состоят из двух опорных металлических рам с каждого торца клетки, на каждой из которых на валах установлены качающиеся мосты, выполненные из рельсов, соединенных швеллерами и металлическим листом. Мосты связаны между собой тягами, обеспечивающими их одновременный подъем или опускание. На валах также закреплены противовесы и рукоятка ручного управления.

При движении клетей по стволу качающиеся мосты находятся в крайнем верхнем положении под действием противовесов и не мешают проходу клетей. После остановки клетки у приемной площадки любого горизонта рукоятчик открывает стопоры, удерживающие груженую вагонетку перед стволом, и вагонетка, двигаясь по самокатному уклону, вкатывается на качающуюся площадку, которая при этом опускается. Одновременно тягами опускается противоположная площадка, по которой из клетки выталкивается вагонетка, находящаяся в клетке. После обмена вагонеток обе качающиеся площадки возвращаются в исходное положение противовесами. Площадки могут опускаться вручную с помощью рычага.

Бадья. На проходческих подъемных установках для транспортирования породы и материалов, подъема и спуска людей применяют бадьи. Бадья представляет собой сварной или клепаный бочкообразный сосуд из листовой стали толщиной 6—8 мм и толщиной дна 8—10 мм. К сосуду в верхней части на цапфах присоединена дужка. Бадья дужкой навешивается на крюк подвесного устройства. На поверхности бадьи разгружается с помощью специального кольца, закрепленного на ее днище, за которое цепляется крюк разгрузочного устройства и опрокидывает бадью.

Проходческие бадьи могут быть двух типов: БП — бадья проходческая неопрокидная; БСП — бадья проходческая самопрокидывающаяся для механизированной проходки стволов.

Наиболее часто применяют неопрокидные бадьи БП.

При подъеме и спуске людей в бадьях по ПБ требуется: чтобы бадьи двигались по направляющим или в отделениях, обшитых досками на всем протяжении (допускается движение без направляющих или в необшитом отделении на расстоянии не более 20 м от забоя); над бадьями устанавливать предохранительные зонты; применять некрутящиеся канаты. Запреща-

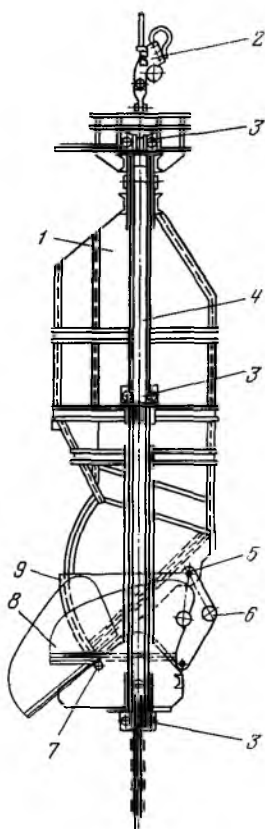


Рис. 5.6. Скип с неподвижным кузовом и донной разгрузкой

ется подниматься или опускаться стоя или сидя на краю бадьи и в грузеной бадье. Число одновременно находящихся в бадье людей определяют из расчета четыре человека на 1 м^2 днища.

Скипы. Основной тип подъемных судов главных подъемов — это скипы, которые по способу разгрузки разделяют на опрокидывающиеся и с донной разгрузкой. Скипы с донной разгрузкой бывают с отклоняющимся или неподвижным кузовом.

Скипы всех типов загружаются через верх специальными загрузочными устройствами.

Наибольшее распространение на угольных шахтах Советского Союза получили скипы с неподвижным кузовом, оборудованные секторным или рычажным затвором.

Опрокидывающиеся скипы применяют для подъема руды и породы или подъема угля с большим содержанием мелких классов при высокой влажности, разгрузка которых через нижний затвор затруднительна, а также на шахтах и

рудниках Севера, где возможно смерзание полезного ископаемого или породы.

Конструктивно скип с неподвижным кузовом и донной разгрузкой (рис. 5.6) представляет собой коробчатый кузов 1, жестко соединенный с рамой 4, которая подвешена на канате с помощью коуша 2. Для исключения поперечных колебаний скипа при движении на раме установлены роликовые направляющие опоры 3, которые соприкасаются с проводниками. Дно кузова наклонено в сторону выгрузки под углом 45° . В нижней части передней стенки имеется отверстие для разгрузки, которое закрывается секторным затвором 9. На боковых стенках затвора установлены разгрузочные ролики 6. При подходе скипа к разгрузке ролики входят в разгрузочные кривые и поворачивают секторный затвор вокруг оси 5 вверх, при этом выдвижной лоток 8 выдвигается вперед, скользя по опорному ролику 7, вследствие чего образуется течка, направляющая руду из скипа в приемный бункер.

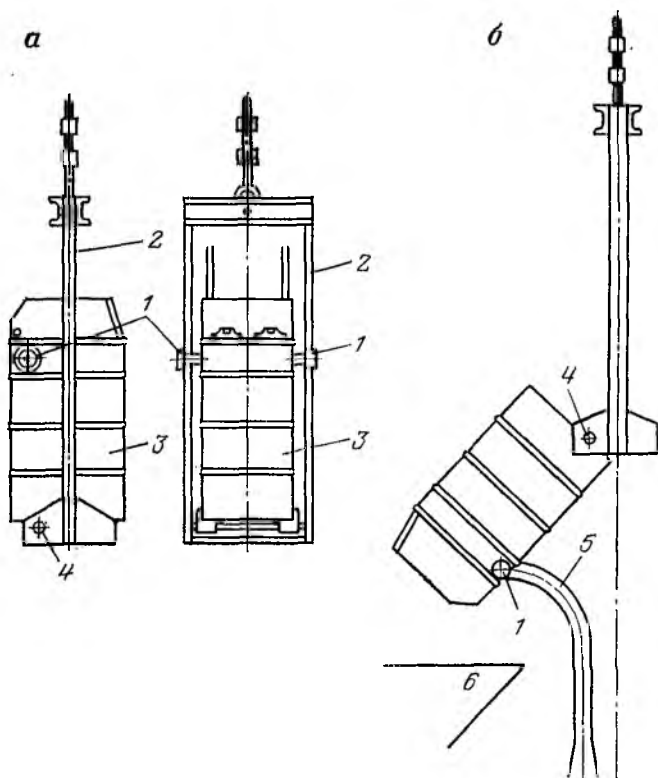


Рис. 5.7. Опрокидной скип

Опрокидной скип разгружается поворотом кузова 3 относительно рамы на $135\text{--}145^\circ$ (рис. 5.7, а). Кузов скипа с помощью шарнира 4 связан с рамой 2. Кузов у бункера 6 (рис. 5.7, б) опрокидывается с помощью роликов 1, перемещающимся по разгрузочным кривым 5.

Так как кузов скипа имеет на раме только одну ось опоры, служащую осью опрокидывания, для исключения переворачивания кузова в стволе ось опрокидывания несколько смещается от вертикальной оси кузова в сторону опрокидывания при разгрузке, а на раме скипа имеется упор.

Опрокидной скип отличается простотой, но имеет недостатки: большие динамические усилия при разгрузке на разгрузочные кривые; нарушение уравнивания мертвых (собственных) масс скипов при разгрузке из-за того, что кузов в это время находится на разгрузочных кривых; значительный путь разгрузки (до 5—6 м), что вызывает длительный цикл опрокидывания и увеличение высоты копра.

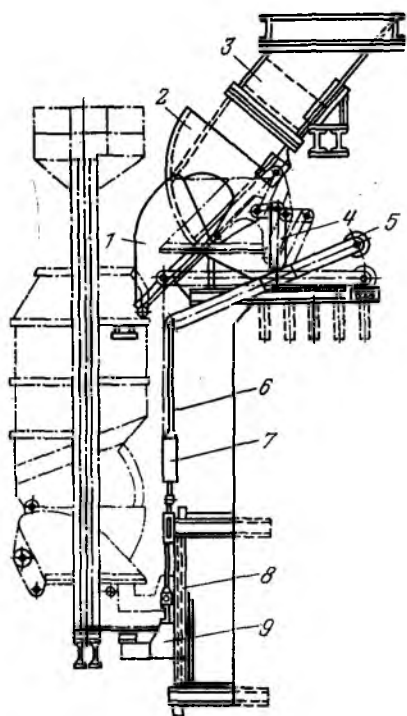


Рис. 5.8. Загрузочное устройство для скипов

Правилами безопасности в угольных и сланцевых шахтах (ПБ) запрещается спуск и подъем людей в скипах, за исключением случаев осмотра и ремонта ствола и аварийных случаев. Ремонт и осмотр ствола разрешается производить с крыши незагруженного скипа, при этом люди должны прикрепляться к канату предохранительными поясами и должны быть защищены от случайно падающих предметов постоянно закрепленными защитными зонтами.

Преимущества скипов: удобство загрузки и разгрузки, позволяющее полностью автоматизировать эти процессы, большая производительность оборудованных скипами подь-

емных установок; небольшая масса по отношению к поднимаемому грузу; проще и дешевле поверхностный комплекс, так как отсутствует обмен вагонеток; сравнительно небольшая чувствительность скиповых установок к неравномерности работы подземного транспорта.

Недостатки скипов — невозможность подъема и спуска в них людей и оборудования; необходимость оборудования загрузочного устройства; большое дробление руды при загрузке и разгрузке; затруднения в выдаче руды различных марок или породы.

Скипами оборудуют главные подъемные установки рудников средней и большой производительности.

В скиповых подъемных установках вагонетки разгружаются в опрокидывателе околоствольного двора в приемный бункер, откуда руда самотеком по специальным течкам поступает в скип. К загрузочным устройствам предъявляют два наиболее важных требования: точная дозировка порций, подаваемых в скип, и обеспечение необходимой герметизации при загрузке скипа и при закрытом загрузочном устройстве.

Загрузочные устройства могут обеспечивать дозировку: массовую, объемную и вагонетками.

Загрузочные устройства бывают трех типов: для загрузки

на нижнем горизонте; для загрузки на промежуточном горизонте; для загрузки скипов навесу.

На рис. 5.8 показано загрузочное устройство для нижнего горизонта (в момент полного открывания затвора). В нижней части каждого загрузочного рукава 3 установлен секторный затвор 2, соединенный рычагами 4 и канатами 6 с кареткой 9, которая может перемещаться по направляющим 8. При подходе к месту загрузки скип садится на каретку 9 и опускает ее вниз, при этом секторный затвор открывается и выдвижной рештак 1 направляет руду в скип. По окончании загрузки и подъема скипа система возвращается в исходное положение противовесом 5. Для снижения динамических нагрузок в загрузочном устройстве при посадке на каретку скипа в приводную систему введены пружинные амортизаторы 7.

Загрузочное устройство для промежуточного горизонта имеет аналогичную конструкцию, кроме каретки 9, которая не позволяет пропускать скип ниже ее. В этих устройствах ее заменяют качающейся стрелкой, которая при загрузке скипов с данного горизонта устанавливается в положение, близкое к горизонтальному, и работает в этом случае как каретка, а при необходимости пропускать скипы ниже — закрепляется в вертикальном положении, не выступая за периметр ствола.

Устройства для загрузки скипов навесу имеют довольно сложные электромеханические приводы затворов, которые работают от импульсов датчиков, сообщающих о подходе скипа к месту загрузки. Преимущества их: устранение динамических нагрузок при посадке скипа на каретку или стрелу загрузочного устройства и исключение проскальзывания канатов при подъемных машинах с ведущими шкивами трения.

Для разгрузки скипов (и опрокидных клетей) на поверхности шахты оборудуют разгрузочные устройства, состоящие из двух разгрузочных рукавов с герметизирующими затворами, приемного бункера и разгрузочных кривых, смонтированных на копре. При подходе скипа (или опрокидной клетки) к разгрузочным кривым отклоняющий ролик входит в них и происходит открывание секторного затвора скипа (или опрокидывание платформы клетки). К этому времени герметизирующий затвор разгрузочного рукава автоматически открывается и руда из скипа (клетки) по свободному рукаву поступает в бункер. По окончании разгрузки скип (клеть) начинает опускаться и отклоняющий ролик, двигаясь по разгрузочным кривым, возвращает секторный затвор скипа (опрокидную платформу) в исходное положение. Одновременно закрывается герметизирующий затвор разгрузочного рукава.

5.1.3. Подъемные канаты

Подъемные канаты согласно ГОСТам изготавливают из проволоки высокосортной стали марки В (высший сорт) для людских и грузо-людских установок и марок I и II для грузовых установок. Временное сопротивление разрыву проволоки $\delta_b = 1200 \div 2400$ Па, диаметр проволоки от 0,2 до 4 мм. Для вертикальных подъемных установок применяют канаты из проволоки с $\delta_b = 1600 \div 1900$ Па.

Применяется проволока без всякого покрытия или с покрытием слоем цинка. Оцинкованные проволоки имеют больший срок службы, так как слой цинка уменьшает трение между проволоками.

По форме поперечного сечения подъемные канаты бывают круглыми и плоскими.

При изготовлении каната определенное число проволок свивается вокруг центральной проволоки (в некоторых конструкциях вокруг сердечника из органического материала или из мягкой стали) так, что каждая из них принимает вид винтовой линии. Такой свитый пучок называется прядью. Если прядь принимается как самостоятельный канат, то она называется канатом простой свивки. Если несколько прядей свиты между собой вокруг пенкового сердечника, пропитанного веществом, предохраняющим канат от ржавления, то получается канат двойной свивки, который применяется в подъемных установках. Канат двойной свивки, входящий как составная часть в канат более сложной конструкции, называется стренгой.

Пряди могут быть свиты из проволок одинакового или различного диаметра, причем сочетание проволок различного диаметра создает лучшее заполнение поперечного сечения каната. Кроме того, в этом случае проволоки смежных слоев касаются по всей длине винтовой линии, что способствует увеличению срока службы каната. Такие канаты называются ЛК (с линейным касанием проволок). В канатах ТЛК-О — с точечно-линейным касанием (рис. 5.9, а) — внутренние слои проволок в пряди касаются по линии, а наружный слой имеет точечный контакт со смежным слоем проволок. В зависимости от комбинаций проволок различного диаметра помимо канатов ТЛК различают следующие конструкции канатов: ЛК-О — каждый слой пряди состоит из проволок одинакового диаметра (рис. 5.9, б); ЛК-Р — каждый слой пряди состоит из проволок двух разных диаметров; ЛК-РО — слои пряди состоят поочередно из проволок разного и одинакового диаметров; ЛК-З — все слои пряди имеют проволоки одинакового диаметра, а пустоты между слоями заполнены проволокой меньшего диаметра.

По способу свивки ГОСТ предусматривает конструкции канатов ЛК и ТЛК в двух исполнениях: раскручивающиеся Р и

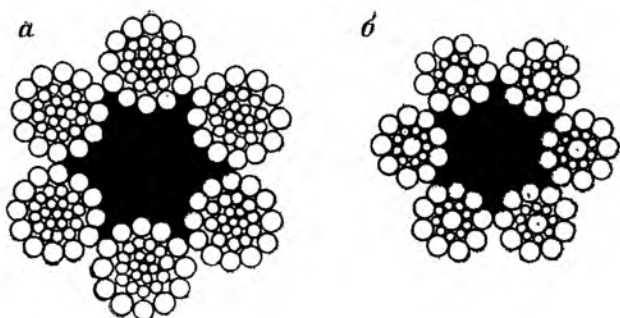


Рис. 5.9. Круглопрядные канаты типа:

а — ТЛК-О; *б* — ЛК-О

нераскручивающиеся Н. В нераскручивающихся канатах прядям предварительно придают форму, которую они имеют в свитом канате.

Прядь может быть круглой, треугольной и овальной форм. Канаты, свитые из круглых прядей, называются круглопрядными (см. рис. 5.9), а из треугольных и овальных — фасоннопрядными, соответственно трехгранно- и овальнопрядными.

Если свивка проволок в пряди и прядей в канат ведется в одном и том же направлении, то такие канаты называются односторонней свивки, если в противоположных направлениях — канатами крестовой свивки.

Канат односторонней свивки обладает преимуществами: более гибок, проволоки менее подвержены деформации при огибании канатом шкива и органа навивки; упрощается надзор за проволоками благодаря их выходу на наружную сторону каната на большую длину, больший коэффициент сцепления каната с футеровкой шкива при ведущем шкиве трения.

Недостаток каната односторонней свивки — подверженность раскручиванию. Эти канаты применяют, когда подъемные сосуды движутся по проводникам, т. е. когда устраняется возможность раскручиванию. Канаты крестовой свивки менее гибки и менее подвержены раскручиванию.

Различают правую и левую свивку прядей. При правой свивке каната, если смотреть на его отвес, винтовая линия идет слева вверх направо, у каната левой свивки — справа налево. Канаты правой свивки рекомендуется применять, когда они навиваются на барабан слева направо, если смотреть с площадки машиниста, в противном случае лучше применять канаты левой свивки. При ведущем шкиве трения рекомендуется при каждой навеске каната применять поочередно канаты правой и левой свивки, при этом изнашивание проводников будет более равномерным.

Плоские канаты изготовляют сшивкой в одну ленту нескольких параллельно уложенных четырехрядных стренг, причем стренги укладывают так, чтобы чередовались правая и левая свивка.

Некрутящиеся канаты, имея два слоя противоположно свитых прядей, свободны от этих недостатков. В некрутящихся канатах крутящие моменты прядей внутреннего и наружного повива взаимно уравниваются.

Иногда на некрутящемся канате образуются «фонари» — отслаивание прядей наружного слоя от прядей внутреннего слоя и выпучивание наружных прядей. Этот недостаток устраняется при определенном соотношении шагов свивки смежных слоев проволок или прядей. Такие канаты, называемые самозатягивающимися, применяют для проходческих подъемов и в многоканатных установках.

Закрученный канат, в котором используется площадь его поперечного сечения, свивается последовательно концентрическими слоями. Внутренняя часть каната состоит из круглых проволок, затем идет комбинированный слой из X-образных и круглых проволок и, наконец, внешний слой из Z-образных проволок, образующих гладкую поверхность каната.

Напряжение, испытываемое канатом при работе, обуславливается действием статических усилий (концевой груз); сопротивлением в стволе шахты; изгибом каната; динамическими усилиями; предварительными напряжениями от свивки каната и т. д.

При расчете каната все перечисленные факторы могут быть учтены посредством увеличения действительной статической нагрузки или запаса прочности.

В зависимости от того, будет ли сечение каната постоянным или переменным, а шахта вертикальной или наклонной, возможно несколько вариантов расчета канатов.

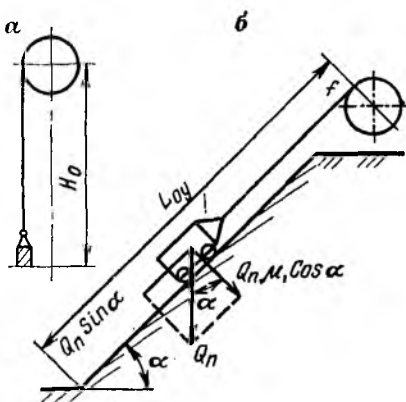
Расчет канатов постоянного сечения для вертикальных шахт. Согласно ПБ, канаты следует рассчитывать на максимальную статическую нагрузку. Для случая, когда подвесной канат отсутствует или линейная масса подвесного и головного канатов одинакова, статическая нагрузка будет максимальной, если подъемный сосуд находится в наиниžнем положении.

Для подъемных установок с тяжелым подвесным канатом нагрузка на канат будет максимальной, когда подъемный сосуд находится в наивысшем положении (у эстакады или у приемного бункера).

Полная концевая масса Q_n определяется для скипового и бадьевого подъема по формуле

$$Q_n = Q + Q_m,$$

Рис. 5.10. Схемы к расчету канатов



где Q — полезно поднимаемая масса груза, кг; Q_m — масса бадьи или клетки, кг;

клетевого подъема

$$Q_n = Q + Q_m + nq_m,$$

где n — число вагонеток; q_m — масса вагонетки, кг.

Полная нагрузка на подъемный канат с учетом его собственной массы определится в зависимости от способа уравновешивания и типа каната.

Расчет подъемного каната для установок без подвешного или с подвесным канатом, линейная масса которого не более линейной массы головного каната. Максимальная нагрузка $Q_{\max}$ на канат в точке f соприкосновения каната со шкивом (рис. 5.10, а)

$$Q_{\max} = Q_n + p_k H_0, \quad (5.1)$$

где p_k — масса 1 м головного каната; H_0 — максимальная длина отвеса.

Для клетевых подъемных установок H_0 определится по формуле

$$H_0 = H_{\text{ш}} + H_{\text{к}},$$

где $H_{\text{ш}}$ — глубина шахты, м; $H_{\text{к}}$ — высота копра, м.

Для скиповых

$$H_0 = H_{\text{ш}} + H_{\text{к}} + H_{\text{б}} + h_{\text{с}},$$

где $H_{\text{б}}$ — высота подземного бункера; $h_{\text{с}}$ — высота скипа.

Принимая запас прочности каната m и $Q_{\max}$, из формулы (5.1) имеем

$$g(Q_n + p_k H_0) = \frac{\delta_b S}{m}, \quad (5.2)$$

где δ_b — временное сопротивление каната разрыву, принимаемое от 120000 до 180000 Н/см², или 1200—1800 Н/мм²; S — «живое» сечение каната (т. е. только металлической части), см²; g — ускорение свободного падения, м/с².

В этом уравнении два неизвестных — p_k и S , но

$$p_k = 100 S \rho \beta, \quad (5.3)$$

где S — сечение каната; ρ — плотность стали, кг/см³; β — коэффициент, учитывающий свивку каната и наличие сердечника; 100 — длина 1 м каната, см.

Из уравнения (5.3) имеем

$$S = \frac{p_k}{100 \rho \beta} = \frac{p_k}{100 \rho_0}, \quad (5.4)$$

где ρ_0 — назовем фиктивной плотностью каната, $\rho_0 = \rho \beta$.

Для стандартных канатов $\rho_0 = 0,0089 \div 0,0093$ кг/см³.

Подставив значение S в уравнение (5.2) и решив его относительно p_k , получим

$$p_k = \frac{Q_{\text{п}}}{\frac{\delta_b}{100 \rho_0 m g} - H_0} = \frac{Q_{\text{п}}}{L_0 - H_0}, \quad (5.5)$$

где L_0 — длина каната.

Поскольку для стандартных канатов $100 \gamma_0 \approx 0,9$, то формула примет вид:

$$p_k = \frac{Q_{\text{п}}}{\frac{\delta_b}{0,9 m g} - H_0} = \frac{Q_{\text{п}}}{\frac{\delta_b}{8,83 m} - H_0}. \quad (5.6)$$

Численное значение m обычно принимают несколько большим, чем предписывается ПБ, а именно: для канатов, служащих исключительно для подъема людей, $m = 9 \div 10$, только для грузовых подъемов $m = 7 \div 8$.

Определив p_k по формуле (5.6), выбирают канат по каталогу и затем проверяют на действительный запас прочности по формуле

$$m = \frac{Q_z}{(Q_{\text{п}} + p_k H_0) g}, \quad (5.7)$$

где Q_z — суммарное сопротивление проволок разрыву.

Полученное значение для m должно находиться в указанных пределах.

Расчет каната для подъемных установок с тяжелым подвесным канатом. В этом случае масса хвостового каната p_x больше массы подъемного каната p_k . Нагрузка в сечении f будет наибольшей при положении груженого подъемного сосуда у приемной площадки.

Обозначив отношение p_x/p_k через λ и проделав те же преобразования, получим

$$p_k = \frac{Q_n}{\frac{\delta_B}{100\gamma_0 mg} - \lambda H_0}. \quad (5.8)$$

Определив p_k , выбирают канат по каталогу. Выбрав головной канат, определяют вес 1 м подвешенного каната по формуле

$$p_x = \lambda p_k, \quad (5.9)$$

λ выбирается в зависимости от степени уравнивания.

Подвешенный канат выбирают также по каталогу. Действительный запас прочности головного каната с учетом массы хвостового каната проверяют по формуле (5.7), где вместо p_k подставляют значение p_x .

Расчет канатов для наклонных шахт (рис. 5.10, б). Обозначим через L_{oy} — полную наклонную длину каната, м; μ_1 — коэффициент сопротивления при движении подъемного сосуда; $\mu_1 = 0,01 \div 0,015$ в зависимости от типа подшипников; $\mu_2 = 0,1 \div 0,2$ — коэффициент трения при перемещении каната по роликам и в некоторых случаях частично по почве.

Нагрузка в сечении f будет максимальной, если грузеный подъемный сосуд находится в самой нижней точке.

Разложим массу Q_n на две составляющие: $Q_n \sin \alpha$ — по направлению движения и $Q_n \mu_1 \cos \alpha$ — перпендикулярно к нему.

То же следует сделать и с массой каната.

Суммируя все приведенные выше усилия и приравнявая их к прочному сопротивлению каната, получаем

$$Q_n (\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha) g + p_k L_{oy} (\sin \alpha + \mu_2 \cos \alpha) g = \frac{\delta_B S}{m}. \quad (5.10)$$

Формула (5.10) отличается от формулы (5.2) наличием коэффициентов сопротивления при Q_n и L_{oy} . Поступая аналогично тому, как это делалось при выводе линейной массы каната для вертикальных шахт, получаем

$$p_k = \frac{Q_n (\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha)}{\frac{\delta_B}{100\gamma_0 mg} - L_{oy} (\sin \alpha + \mu_2 \cos \alpha)}. \quad (5.11)$$

Определив p_k , следует выбрать канат по ГОСТу и затем проверить на действительный запас прочности по формуле

$$m = \frac{Q_z}{Q_n (\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha) g + p_k L_{oy} (\sin \alpha + \mu_2 \cos \alpha) g}. \quad (5.12)$$

Расчет канатов для глубоких шахт. Для глубоких шахт стремятся по возможности уменьшить массу каната и его диаметр. Для этой цели применяют канаты: ступенчатые; закрытой конструкции и с пониженным запасом прочности.

5.1.4. Направляющие шкивы, копры

Направляющие (копровые) шкивы, устанавливаемые на подшкивной площадке копра, предназначены для направления подъемных канатов в стволе шахты.

Стандартные копровые шкивы изготавливают без футеровки двух типов: с литым ободом со спицами круглого сечения и со штампованным ободом со спицами из швеллеров.

Шкивы диаметром 2; 2,5 и 3 м выполняют с литым ободом, а диаметром 4; 5 и 6 м — со штампованными из высокопрочных легированных сталей. При изготовлении литых шкивов стальные круглые спицы заливают в обод и ступицу.

Штампованный обод соединяется со спицами из швеллеров заклепками, спицы с литой ступицей — призонными болтами.

В нестандартных направляющих шкивах для уменьшения износа каната желоб обода шкива заполняют деревянной, резиновой или другой футеровкой, которую по мере износа заменяют.

Расположение направляющих шкивов на копре принимают в зависимости от типа установленной подъемной машины. При подъемной машине с одним барабаном или со шкивом трения направляющие шкивы располагают на копре один под другим в одной вертикальной плоскости, при подъемной машине с двумя барабанами — рядом, на одной горизонтальной геометрической оси.

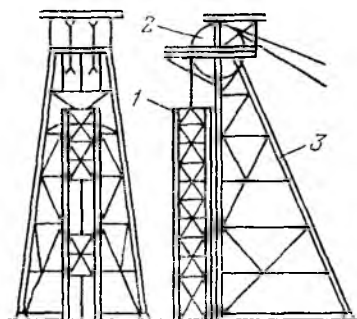
Оси копровых шкивов обычно устанавливают в подшипниках скольжения. В последнее время применяют также опоры с подшипниками качения.

Копры подъемных установок предназначены для установки на них копровых шкивов, многоканатных подъемных машин при многоканатном подъеме, крепления проводников и разгрузочных кривых для скипов и опрокидных клетей, посадочных устройств клетей.

Копры воспринимают нагрузку от натяжения подъемных канатов, собственной массы, давления ветра, а также от массы многоканатных подъемных машин. Копры бывают металлическими, железобетонными и комбинированными. Наибольшее распространение получили металлические копры, которые по сравнению с железобетонными значительно легче. Заводское изготовление металлических копров позволяет повысить качество собранной конструкции при небольших затратах времени на монтаж: они могут быть усилены, изменены по высоте и допускают неравномерную осадку копра. Металлические копры можно переносить с одной шахты на другую.

Железобетонные копры по сравнению с металлическими более устойчивы, не требуют дополнительных средств на содер-

Рис. 5.11. Надшахтные копры



жание, имеют больший срок службы.

Один копер может обслуживать одну или несколько подъемных установок.

По конструкции копры разделяют на А-образные, четырехстоечные или подкосные, шатровые, цилиндрические и башенные.

Башенные копры для многоканатных подъемных установок изготовляют из железобетона, остальные копры — из металла, за исключением цилиндрических, которые могут быть полностью металлическими или комбинированными — с железобетонным станком и металлической укосиной.

А-образные копры (рис. 5.11) представляют собой пространственную ферму, у которой основные несущие стойки с фасадной стороны имеют А-образную ферму 3. Копер воспринимает все нагрузки от копрового шкива 2, подъемной установки, собственной массы и давления ветра. Основная конструкция не опирается на ствол, и для закрепления проводников и разгрузочных направляющих имеется специальный станок 1, установленный независимо от основной фермы с опорой на устье шейки ствола.

Недостаток копров этого типа — большое число горизонтальных связей, усложняющих компоновку погрузки-разгрузки вагонок в клеть на верхней приемной площадке.

Четырехстоечные копры состоят из расположенного на устье шейки ствола основного вертикального станка, воспринимающего нагрузки от подъемных сосудов с канатами, собственной массы и давления ветра, и укосины, воспринимающей нагрузку от натяжения канатов. При применении четырехстоечных копров для двух подъемных установок в одном стволе с расположением машин под углом 90° их оборудуют двумя соответственно расположенными укосинами. Копровые шкивы устанавливают на площадке.

Шатровые копры применяют при двух подъемах в одном стволе с расположением подъемных машин под углом 180° . Шатровый копер состоит из симметричных наклонных простран-

ственных ферм, несущих подшивные площадки и воспринимающих все нагрузки, и независимого вертикального станка, опирающегося на устье ствола, к которому крепятся проводники и разгрузочные направляющие.

Цилиндрические копры состоят из выполненного из отдельных металлических секций или железобетона цилиндрического станка, несущего подшивные площадки и воспринимающего нагрузки от подъемных сосудов и канатов, собственной массы и давления ветра. В конструкцию копра входит металлическая укосина, воспринимающая нагрузку от натяжения канатов.

Рассмотренные копры предназначены для подъемных установок, оборудованных одноканатными подъемными машинами, и допускают двоякое расположение направляющих шкивов: либо на одной оси (при двухбарабанных машинах), либо в одной вертикальной плоскости (при однобарабанных машинах с одноканатным шкивом трения).

На подъемах, оборудованных многоканатными машинами, применяют железобетонные башенные копры, в верхней части которых устанавливают подъемные машины.

Металлические и железобетонные копры 1 раз в 1 год тщательно осматривают и составляют акт, 1 раз в 3 года по ПТЭ производят окраску металлических копров.

5.1.5. Органы наливки подъемных машин

Органы наливки подъемных машин подразделяют на два основных типа — с постоянным и переменным радиусом наливки. Подъемные машины с постоянным радиусом наливки различают по способу передвижения подъемных канатов: либо за счет наматывания и сматывания витков каната (могут быть двух- и однобарабанные машины, разновидностью которых являются машины с разрезным барабаном), либо за счет сил трения, возникающих между канатом и ведущим шкивом. Машины, с ведущими шкивами трения могут быть одно- (ранние модификации) или многоканатными (более совершенные современные модификации).

Конструктивно барабаны состоят из литых ступиц (чугунных для машин с диаметром барабана до 3 м и стальных — при больших диаметрах), к которым приварены или присоединены болтами спицы из швеллеров, обечайки из листовой стали толщиной 10—22 мм с усиливающими внутренними кольцами жесткости, и тормозных ободьев. К обечайке болтами с потайной головкой крепится футеровка из пресс-массы или деревянных брусьев (граб, ясень, вяз) шириной 150—200 мм и толщиной 70—100 мм. На футеровке для равномерной укладки витков каната и обеспечения необходимого зазора между ними нарезаются винтовые канавки.

Согласно ПБ для вертикальных и наклонных (свыше 60°) грузо-людских и людских подъемов навивка каната на барабан должна быть в один слой. На грузовых вертикальных подъемах с установленными на поверхности машинами допускается двухслойная навивка, на всех остальных эксплуатационных подъемах, а также при прохождении вертикальных и наклонных выработок — трехслойная навивка.

Концы канатов к барабанам крепят специальным устройством с фиксацией не менее чем в трех точках внутри барабана. Щель, через которую канат проходит внутрь барабана, должна иметь закругленные края для исключения деформации каната. Запрещается крепление каната к валу подъемной машины.

Для ослабления натяжения каната в месте его прикрепления к барабану на наружной поверхности барабана должно быть расположено не менее трех витков трения при деревянной или пресс-массовой футеровке и не менее пяти витков трения на барабанах, нефутерованных фрикционными материалами.

Кроме того, на барабане должна размещаться дополнительная длина каната (около 30 м), необходимая для периодических испытаний, при которых отрубается кусок каната у сцепного устройства.

В двухбарабанных машинах оба барабана расположены на одном валу, причем один из них закреплен наглухо, другой соединен с валом с помощью специальных механизмов перестановки зубчатого, червячного и фрикционного типов с рычажными или безрычажным приводом.

Механизм перестановки позволяет регулировать взаимное расположение обоих подъемных сосудов изменением длины ветвей канатов при удлинении (вытяжке) канатов после навески, при работе с разных горизонтов, при перестановке опрокидных клетей с разгрузочных участков на нулевую площадку и т. д.

На рис. 5.12 показаны двухбарабанные подъемные машины 2Ц-5×2,3 и 2Ц-6×2,4 Ново-Краматорского машиностроительного завода им. В. И. Ленина (НКМЗ). В шифре этих машин обозначено: 2Ц — два цилиндрических барабана, 5 и 6 — диаметр (м), 2,3 и 2,4 — ширина барабана (м).

В двухбарабанных машинах НКМЗ заклиненный правый барабан болтами соединяется с двумя ступицами, одна из которых запрессована на валу, другая — разъемная для удобства монтажа и ремонта. Переставной левый барабан крепится к двум ступицам, установленным на валу на роликотоподшипниках, и соединяется с валом зубчатым механизмом перестановки. Барабан не футерован.

Машина с одним барабаном по сравнению с двухбарабан-

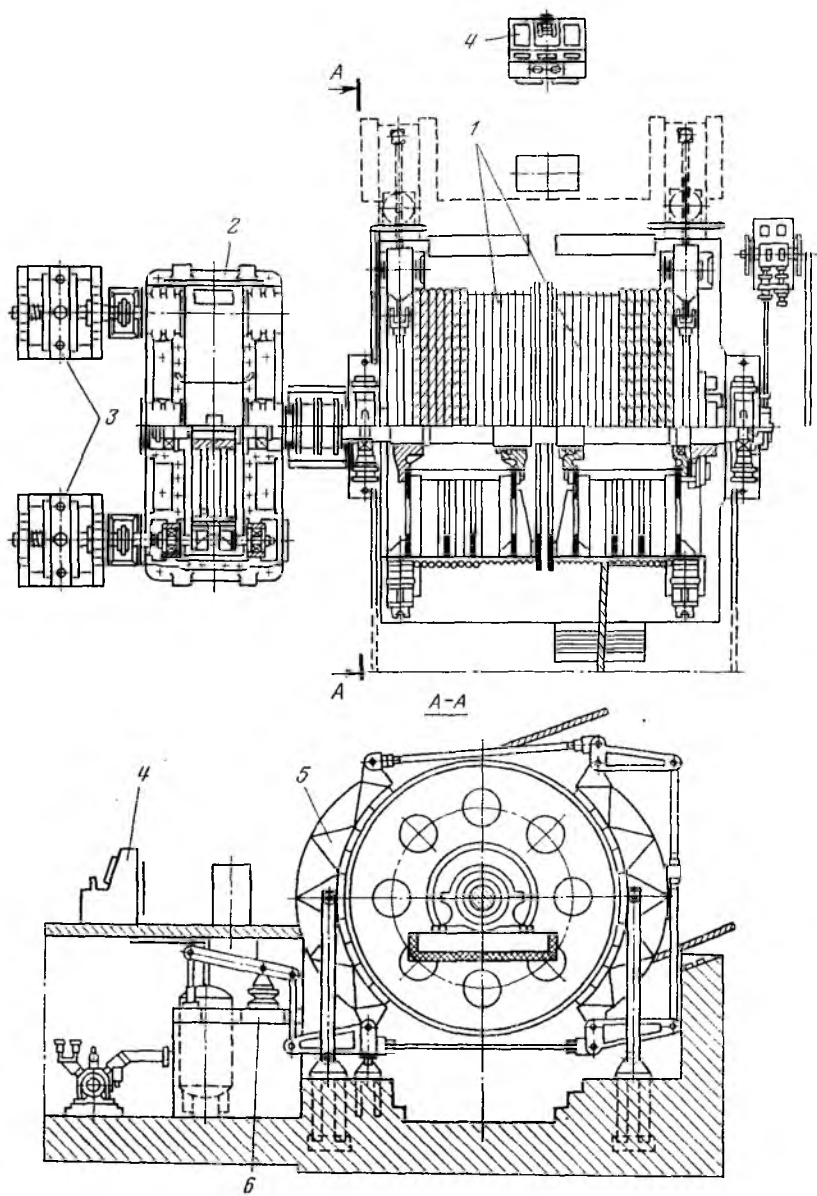


Рис. 5.12. Двухбарабанная подъемная машина 2Ц-5×2,3

ной имеет меньшие ширину и массу. Двухбарабанная машина состоит из барабанов 1, редуктора 2, двигателей 3, пульта управления 4 и тормозной системы 5, 6. Однобарабанная машина конструктивно не отличается от жестко закрепленного барабана в установке с двумя барабанами. Для удобства регулирования каната одинарный барабан может выполняться резервным.

Цилиндрические барабаны целесообразно применять при глубине шахт до 600—650 м.

Органы навивки постоянного радиуса имеют также подъемные машины с ведущими шкивами трения, которые обеспечивают перемещение каната за счет сил трения, возникающих между канатом и футеровкой шкива, чем они принципиально отличаются от барабанных подъемных машин, обеспечивающих перемещение каната за счет навивки его на поверхность барабана.

Подъемные машины с ведущими шкивами трения бывают одно- и многоканатными.

Более современны многоканатные подъемные машины с ведущими шкивами трения, у которых подъемный сосуд подвешен на нескольких канатах — от двух до восьми, а канаты перемещаются также за счет сил трения. Применение нескольких канатов позволяет использовать канаты меньших диаметров (благодаря распределению нагрузки между ними), что обуславливает меньшие габариты и массу подъемной машины. Многоканатные подъемные машины, как правило, устанавливают непосредственно на копре. Многоканатная подъемная установка (рис. 5.13) состоит из следующих основных элементов: ведущего шкива трения 1, подъемных канатов 2, подъемных сосудов 3 и хвостовых канатов 4.

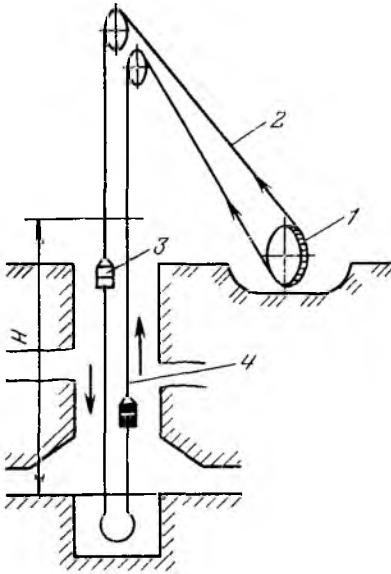
Из различных типов органов навивки переменного радиуса в настоящее время на рудниках средней глубины и глубоких применяют бицилиндроконические барабаны.

Подъемные машины с одним бицилиндроконическим барабаном обозначаются БЦК-9/5×2,5 и БЦК-8/5×2,7, где БЦК — подъемная машина с бицилиндроконическим разрезным барабаном; 9 и 8 (первая цифра) — диаметр большого барабана, м; 5 (вторая цифра) — диаметр малого цилиндра барабана, м; 2,5 и 2,7 (третья и четвертая цифры) — ширина большого цилиндра барабана, м.

Машина БЦК-9/5×2,5 может изготавливаться с редукторным или безредукторным приводом, машина БЦК-8/5×2,7 — только с безредукторным приводом.

Коренная часть машины БЦК (рис. 5.14) представляет собой опирающийся на два подшипника скольжения 1 трубчатый вал 9, на котором закреплены заклиненная 5 и переставная 6 части барабана. На цилиндрических поверхностях бара-

Рис. 5.13. Многоканатная схема подъема со шкивом трения



бана нарезана винтовая канавка, на конусах для удержания каната приварены спиральные желобки 4. Заклиенная часть барабана крепится на валу сваркой, переставная — на вращающихся опорах 7 и соединяется с валом при помощи зубчатого механизма перестановки 8. Тормозные ободы 3 закреплены по краям малых цилиндров. Внутри каждого из малых цилиндров установлены бобины 2, на которых расположен запас каната для испытаний.

Каждая бобина при регулировании каната вращается через червячный редуктор от электродвигателя или вручную маховичком. Нижний канат закреплен на заклиенной части барабана, верхний — на переставной.

При выборе типа барабана следует иметь в виду число обслуживаемых установкой горизонтов и расположение шкивов на подшивной площадке копра. При расположении копровых шкивов в одной вертикальной плоскости при двух барабанах затруднительно иметь допустимые углы отклонения каната на барабане.

Согласно ПБ для установок на поверхности отношение диаметра барабана D_b или копрового шкива $D_{к.ш}$ к диаметру каната d_k должно быть не менее 80, для подземных и проходческих установок не менее 60.

На грузо-людских и людских установках вертикальных шахт навивка каната на барабан должна быть однослойной, для только грузовых установок на поверхности она может быть двухслойной и в подземных установках — трехслойной. Область

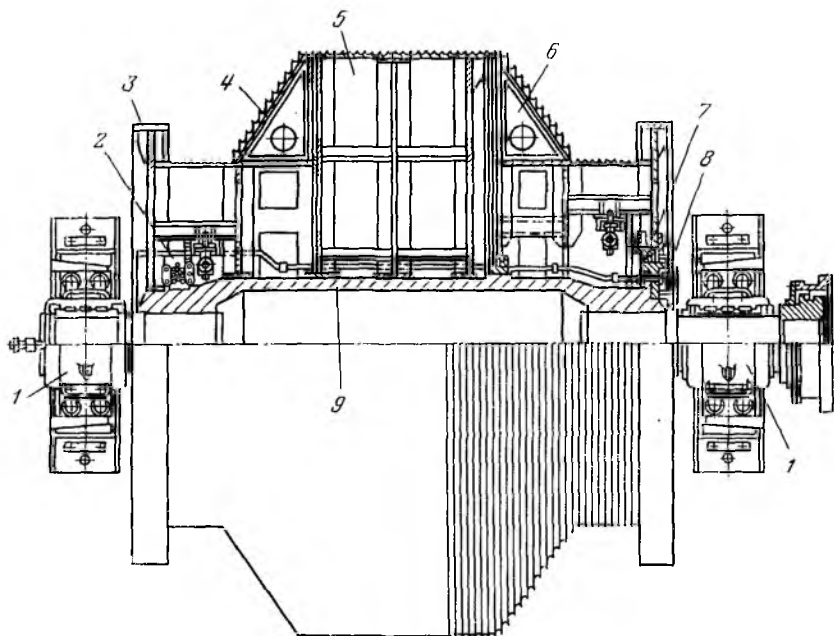


Рис. 5.14. Коренная часть подъемной машины БЦК

и условия применения многослойной навивки устанавливаются ПБ.

При двух цилиндрических барабанах каждый из них обслуживает только одну ветвь каната, следовательно, на каждом барабане должны разместиться: 1) канат длиной, равной высоте подъема H (расстояние от верхней приемной площадки до нижней по последнему горизонту); 2) канат для испытания длиной $h_3 = 30 \div 35$ м; в случае расположения этого каната на внутренних бобинах длина его при определении ширины барабана не учитывается; 3) три витка трения $n_{в.т}$ для ослабления натяжения каната в месте его закрепления к барабану.

Чтобы избежать трения между витками каната, между ними оставляется зазор $\epsilon = 2 \div 3$ мм.

Ширина (мм) барабана:

при однослойной навивке одной ветви подъемного каната

$$B = \left(\frac{H + h_3}{\pi D_6} + n_{в.т} \right) (d_k + \epsilon); \quad (5.13)$$

при многослойной навивке

$$B = \left(\frac{H + h_3}{n_c \pi D_{p.в}} + n_{в.т} \right) (d_k + \epsilon), \quad (5.14)$$

где n_c — число слоев навивки каната на барабан; $\pi D_{p. в}$ — расчетная средняя длина витка,

$$\pi D_{p. в} = \pi [D_6 + (n_c - 1) d_k]. \quad (5.15)$$

Число витков трения при многослойной навивке $n_{в. т} = 7$.

Один цилиндрический барабан обслуживает обе ветви подъемного каната, причем при свивке одной ветви с барабана на него навивается другая ветвь каната.

Ширина одного барабана, обслуживающего обе ветви каната,

$$B = \left(\frac{H + 2h_3}{\pi D_6} + 2n_{в. т} + n_{в. з} \right) (d_k + \varepsilon), \quad (5.16)$$

где $n_{в. з}$ — два витка — зазор между свисающей и навивающейся ветвями каната.

По найденному значению B и заводским данным принимается окончательно ширина барабана.

5.1.6. Тормозные устройства

(Тормозные устройства шахтных подъемных машин — основные средства защиты и управления, от совершенства которых зависят надежность и безопасность эксплуатации подъемных установок.)

Тормозное устройство состоит из рабочего (маневрового) и предохранительного (аварийного) тормозов, имеющих независимое друг от друга включение.

Рабочее торможение применяется для выполнения заданной диаграммы скорости в случае отрицательных усилий на окружности барабана при замедлении или спуске груза, а также для удержания от вращения органов навивки во время пауз.

— Рабочее торможение (подтормаживание) осуществляется машинистом либо автоматически при использовании механического тормоза в качестве одного из исполнительных элементов системы автоматического регулирования.

Предохранительное торможение служит для быстрой и надежной остановки машины при нарушении нормального режима ее работы.

➤ Предохранительный тормоз может включаться как машинистом, так и автоматически от действия защитных аппаратов, с одновременным отключением подъемного двигателя от сети.

Исполнительные органы тормоза непосредственно воздействуют на тормозные ободья, принимая силовые импульсы от тормозного привода.

(➤ Исполнительные органы тормозов шахтных подъемных машин применяются двух видов: с радиальным приложением усилия к тормозному ободу (радиальные исполнительные органы)

и с осевым (дисковые исполнительные органы). Оба вида исполнительных органов могут быть: с угловым перемещением колодок (качающиеся); с параллельным (поступательным) перемещением колодок; с угловым перемещением тормозных балок с шарнирно-подвешенными колодками.)

Малые однобарабанные подъемные машины и машины со шкивами трения имеют исполнительный орган тормоза с наружным расположением тормозных балок.

Крупные подъемные машины имеют исполнительный орган тормоза с поступательным перемещением колодок. В этом исполнительном органе тормозные балки шарнирно подвешены к вертикальным стойкам и имеют специальную регулируемую стойку, чем и обеспечивается поступательное перемещение колодок.

Современные подъемные машины имеют/комбинированный исполнительный орган тормоза, у которого при угловом перемещении тормозных балок колодки имеют и поступательное перемещение/ Комбинированный исполнительный орган объединяет преимущества тормозов с угловым (простота и небольшое число шарниров) и поступательным (равномерный износ колодок) перемещением колодок.

Тормозной привод предназначен для создания необходимых условий, передаваемых на исполнительный орган тормоза при рабочем и предохранительном торможениях.

Различают три типа тормозных приводов: гидрогрузовой, пневмогрузовой и пружинно-пневмогрузовой.

Большинство малых подъемных машин имеет один гидрогрузовой тормозной привод, действующий на сдвоенный исполнительный орган тормоза. Затормаживание при рабочем и предохранительном торможениях осуществляется за счет массы тормозного груза, а растормаживание — гидравлического давления, действующего под поршень, к которому подвешен тормозной груз.

Большинство крупных подъемных машин имеет два пневмогрузовых тормозных привода, из которых каждый приводит в действие свой исполнительный орган тормоза. Рабочее торможение осуществляется давлением сжатого воздуха, действующего на поршень рабочего цилиндра, при предохранительном торможении той же силой (первая ступень торможения) и силой массы тормозного груза (вторая ступень торможения). При этом тормозной привод имеет такую конструкцию, что силы от давления сжатого воздуха и массы тормозного груза не складываются.

Многоканатные подъемные машины, а также выпускаемые в последнее время малые и ряд других подъемных машин оборудуются двумя пружинно-пневмогрузовыми тормозными приводами. Рабочее торможение в них осуществляется силой,

передаваемой от сжатой пружины, а растормаживание — давлением сжатого воздуха, действующего под поршень рабочего цилиндра. Предохранительное торможение осуществляется в две ступени: первая — под действием пружин, вторая — массой тормозного груза.

5.1.7. Редукторы подъемных машин

В настоящее время изготавливается ряд редукторов, которые могут быть применены к различным типоразмерам подъемных машин в зависимости от необходимых значений крутящего момента на тихоходном валу и передаточного числа.

Применение разъемных редукторов позволило улучшить эксплуатационные качества подъемных машин, облегчить монтаж подъемной машины и обеспечить его замену.

Двухступенчатые редукторы ЦД изготавливают с одним приводным валом, одноступенчатые ЦО — с двумя. Тип редуктора обозначается индексами, которые характеризуют следующее. Например, ЦД-3-115-20; ЦД — цилиндрический, двухступенчатый; 3 — модификация; 115 — межцентровое расстояние от оси тихоходного вала до оси моторного вала в сантиметрах; 20 — передаточное число редуктора.

Главный вал редуктора соединяется с коренным валом подъемной машины зубчатой муфтой. Приводной вал редуктора заканчивается двумя консолями, правая предназначена для насадки эластичной муфты, соединяющей редуктор с электродвигателем, левая — для привода тахогенератора.

Малые подъемные машины оборудуют двухступенчатыми редукторами и одноступенчатым редуктором ЦО-120-11,5, который имеет два приводных вала, один из которых служит для установки резервного электродвигателя. Каждый приводной вал рассчитан на передачу полного номинального момента вращения. Редуктор допускает также одновременную работу двумя электродвигателями одинаковой мощности. При этом момент вращения на тихоходном валу не должен превышать указанного в технической характеристике редуктора.

Крупные подъемные машины и машины с БЦК имеют в основном одноступенчатые редукторы ЦО и один тип двухступенчатого редуктора ЦД-4-2000, предназначенного для подъемных машин с диаметром барабана 4 м. Все одноступенчатые редукторы имеют по две вал-шестерни, рассчитанные на передачу половины номинального момента вращения, к каждой из которых может быть присоединен двигатель.

Все редукторы последней модификации имеют подшипники качения и зубчатые передачи с зацеплением Новикова, что позволило повысить их работоспособность и уменьшить габариты и массу.

5.2. РАСПОЛОЖЕНИЕ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ВЕЛИЧИН ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПОДЪЕМА

5.2.1. Расположение подъемной установки относительно ствола шахты

Для подъемов с неопрокидными клетями высота копра (рис. 5.15)

$$H_k = h_a + h_c + h_n + \frac{1}{4} D_{ш} + h_{ш}, \quad (5.17)$$

где h_a — высота эстакады, м; h_c — высота сосуда K с прицепным устройством, м; h_n — высота переподъема; при скоростях ≤ 3 м/с $h_n \geq 4$ м; при скоростях более 3 м/с — $h_n \geq 6$ м; $h_{ш}$ — расстояние по вертикали между осями копровых шкивов $K_{ш}$ (при расположении шкивов на одной горизонтальной оси $h_{ш}=0$).

Для скипового подъема

$$H_k = H_{н.б} + h_c + h_p + h_n + \frac{1}{4} D_{ш} + h_{ш}, \quad (5.18)$$

где $H_{н.б}$ — высота наземного бункера; h_p — высота превышения над бункером; $h_{ш}=0$ или определяется по схеме.

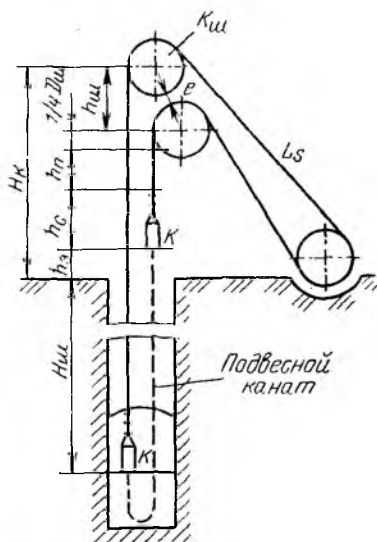


Рис. 5.15. Клетевая подъемная установка

Минимальное расстояние между осью отвеса каната и осью барабана должно быть не менее

$$b \geq 0,6H_k + 3,5 + D_6, \quad (5.19)$$

так как в противном случае нельзя будет разместить укосины копра.

Практически, если имеется только одна установка, то значение b принимается в пределах 20—40 м.

Длиной струны называется расстояние от точки схода каната со шкива до точки соприкосновения его с барабаном. Максимальная длина струны каната без поддерживающих роликов не должна превышать 65 м во избежание ее больших провесов и опасных колебаний, которые могут вызвать выскакивание каната из реборд шкива. В горной практике при наличии нескольких подъемных машин, расположенных друг над другом, принимают длину струны 75—120 м, а во избежание колебаний на середине ее длины устанавливают поддерживающие ролики на опорных мачтах.

При выбранном расстоянии b между осью барабана и отвесом каната и определившейся высоте копра H_k длину струны каната следует находить из прямоугольного треугольника (рис. 5.16)

$$L_s = \sqrt{\left(b_2 - \frac{D_{ш}}{2}\right)^2 + (H_k - c)^2}, \quad (5.20)$$

где c — превышение оси подъемной машины над отметкой устья ствола; $D_{ш}$ — диаметр шкива.

Углы отклонения (углы девиации) α каната зависят от длины струны каната, ширины барабана и расстояния e между внутренними ребрами барабанов. При превышении определенного угла отклонения канат разрабатывает реборду направляющего шкива и вызывает трение витка о виток каната на

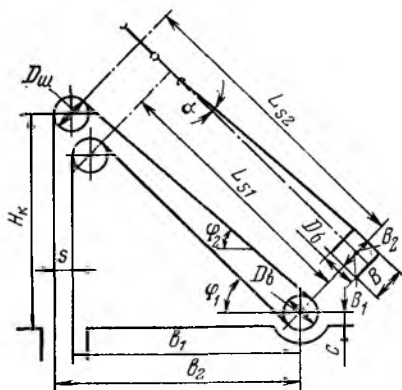


Рис. 5.16. Схема расположения однобарабанной подъемной установки относительно ствола шахты

барабане. Кроме того, чрезмерный угол отклонения может вызвать скольжение каната по барабану, следствием чего явится наивка его с переменным шагом.

Согласно Правилам безопасности углы девиации не должны превышать $1^{\circ}30'$ (0,026 рад). При бицилиндроконических барабанах допускается увеличение угла α до 2° (0,035 рад) со стороны малого цилиндра, если он имеет желобчатую поверхность.

Величина углов отклонения зависит от расположения подъемной установки и размещения подъемных сосудов в стволе шахты, а также от размеров барабанов.

При проектировании составляют схему расположения подъемной установки в проекции на плоскость струны и определяют углы отклонения канатов по значению их тангенсов.

Для установки с одним общим цилиндрическим барабаном углы девиации приблизительно равны друг другу

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{2L_{s2}}.$$

Если угол девиации превышает $1^{\circ}30'$, следует увеличить b_2 или D_6 с тем, чтобы уменьшить B .

Для установки с двумя цилиндрическими барабанами углы девиации определяются (на рисунке не приведены размеры).

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{B_1}{L_s}, \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{B_2}{L_s}; \quad (5.21)$$

$$B_1 = B - \frac{s-a}{2}; \quad B_2 = B - B_1, \quad (5.22)$$

где s — расстояние между осями подъемных сосудов (или между осями канатов, расположенных на шкивах); a — расстояние между барабанами; при внутреннем расположении тормозных колодок $a=600$ м, при наружном $a=50 \div 125$ мм.

Угол φ между струной каната и ее проекцией на горизонтальную плоскость принимается исходя из следующих соображений. Конструкция рамы подъемных машин допускает минимальный угол наклона нижней струны к горизонту 30° , иначе нижний канат может задевать за раму. Чрезмерное увеличение угла φ повышает давление на основание копра и укосину и затрудняет устройство фундаментов укосины копра, которые могут вклиниться в фундамент машины. Поэтому рекомендуется $30^{\circ} < \varphi < 45^{\circ}$.

Таким образом, расстояние b между отвесами канатов и осью вала барабанов будет находиться в пределах

$$H_k < b \leq 1,5H_k \quad (5.23)$$

Приняв b согласно выражению (5.20), можно определить тангенс действительного угла наклона струны к горизонту:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{H_k - c}{b - \frac{D_{\text{ш}}}{2}}. \quad (5.24)$$

Если $\varphi < 30^\circ$, то следует уменьшить b_1 или увеличить H_k , не выходя за пределы всех указываемых величин.

5.2.2. Выбор полезного груза

При проектировании подъемной установки нам известны: годовая добыча A и глубина шахты $H_{\text{ш}}$. Для выбора величины полезного груза необходимо перейти от A и $H_{\text{ш}}$ к часовой производительности подъема $Q_{\text{ч}}$ и высоте подъема H (см. рис. 5.15).

Определение H можно произвести по рис. 5.15.

Часовая производительность главного подъема определяется по формуле*

$$Q_{\text{ч}} = \frac{c(A_{\text{г}} + a_{\text{п}})}{bt}, \quad (5.25)$$

где c — коэффициент резерва производительности и неравномерности работы подъемной установки (1,1 — для рудной промышленности; 1,5 — для угольной промышленности; 2,0 — для вспомогательных подъемов); $a_{\text{п}}$ — годовая добыча породы, т, иногда принимают ориентировочно $a_{\text{п}} = (0,1 \div 0,15)$ от A ; b — число рабочих дней в году; t — число часов работы в сутки.

Заданную производительность с данной глубины можно обеспечить большим диапазоном вместимостей подъемных сосудов. Уменьшение грузоподъемности приводит к уменьшению диаметра подъемного каната и размеров подъемной машины, т. е. к уменьшению стоимости механической части подъемной установки. С другой стороны, уменьшение грузоподъемности подъемных сосудов приводит к увеличению числа подъемов, что вызывает увеличение расхода электроэнергии и уменьшение к. п. д. подъемной установки в связи с тем, что увеличивается время неустановившегося движения подъемного двигателя (разгон и замедление), при котором последний работает не с наивысшим к. п. д.

Наиболее выгодная вместимость подъемных сосудов должна соответствовать минимальным годовым расходам по ка-

* Киселев В. И. Горная механика. М., Недра, 1961.

питательным затратам и эксплуатации подъема для заданных условий.

$$C_{\text{сум}} = C_k + C_z \rightarrow C_{\text{min}},$$

где $C_{\text{сум}}$ — суммарный годово́й расход по всем статьям, зависящий от грузоподъемности сосуда; C_k — капитальные годовые расходы (амортизация) на подъемное оборудование и технические сооружения; C_z — текущие годовые расходы на эксплуатацию подъемной установки.

В работах профессоров Г. М. Еланчика, В. И. Киселева и других авторов при определении наиболее выгодной грузоподъемности сосудов главными факторами считаются минимальная мощность двигателя и минимальный расход электроэнергии.

Проф. Г. М. Еланчик рекомендует рассчитывать наиболее выгодную грузоподъемность $Q(t)$ скипов для угольной промышленности по формуле

$$Q = Q_{\text{ч}} \frac{4 \sqrt{H_{\text{ш}} + 10}}{3600}, \quad (5.26)$$

Проф. В. И. Киселевым получена аналогичная формула для грузоподъемности Q (кг) рудных скипов

$$Q = 5,7 Q_{\text{ч}} \sqrt[4]{H_{\text{ш}}}, \quad (5.27)$$

где $Q_{\text{ч}}$ — часовая производительность подъема, т.

Как видим, Q — функция высоты подъема и часовой добычи. При наличии нескольких горизонтов надо определить Q для каждого горизонта и затем принять среднее значение или заменить скипы с переходом на нижележащие горизонты.

Формула (5.27) выведена таким образом. Для определенных $Q_{\text{ч}}$ и H строят при переменном Q кривые мощности, к. п. д. и массы каната, по которым находят наивыгоднейший полезный груз. Изменяя далее $Q_{\text{ч}}$ и H и строя аналогичные кривые, можно найти для каждого случая наивыгоднейший полезный груз. Затем, составив таблицу наивыгоднейших грузов и математически обработав материал, получают формулу.

Определив по формуле (5.27) значение полезного груза, следует выбрать по стандарту ближайший меньший полезный груз скипа, а для скипов вместимостью свыше 16 т округлить по крайней мере до целого числа тонн. Формула применима как для рудных, так и для угольных скипов.

Для клетового подъема этот вопрос следует решать сравнением нескольких вариантов.

Для вспомогательных подъемов подъемная установка рассчитывается с учетом подъема и спуска всей смены в течение

30—40 мин, а также подъема и спуска громоздкого оборудования, леса и т. п.

После определения полезного груза клетки вспомогательного подъема необходимо проверить, справится ли этот подъем со всеми операциями.

Площадь пола клетки, приходящаяся на каждого спускаемого рабочего, согласно ПБ, должна быть не менее 0,2 м².

5.2.3. Выбор продолжительности движения подъемных сосудов и максимальной скорости

Определив так или иначе Q , найдем расчетное число подъемов в 1 ч по формуле

$$n_p = Q_q / Q. \quad (5.28)$$

Полное время на один подъем (с включением паузы) определится так:

$$T_1 = 3600 / n_p \quad (5.29)$$

где T_1 — время, с.

Продолжительность движения подъемных сосудов при двухсосудном подъеме в 1 с

$$T = T_1 - \theta, \quad (5.30)$$

при однососудном подъеме в 1 с

$$T = \frac{T_1}{2} - \theta,$$

где θ — пауза, с.

Время, затрачиваемое на одновременную загрузку и разгрузку сосудов (пауза), зависит от способов автоматизации и механизации этих процессов, типа и вместимости подъемных сосудов.

По ПБ на 1 м² пола клетки размещается пять человек. Число людей, одновременно поднимаемых в клетки, $m = 5S$, где S — площадь пола клетки, м².

Число подъемов или спусков людей по наибольшей численности $N_{\text{л}}$ человек в смену $n_{\text{л}} = N_{\text{л}} / m$.

Продолжительность (с) одного цикла спуска-подъема смены

$$T_{\text{л}} \leq 2400 / n_{\text{л}}. \quad (5.31)$$

Для каждой вспомогательной операции принимается пауза: 30 мин — на загрузку и выгрузку длинного леса, 40 мин — рельсов, 1 мин — платформы с лесом, 2 мин — взрывчатых веществ.

Время на выполнение всех операций в сутки не должно превышать 12 ч, иначе соответственно уменьшится продолжительность одного цикла спуска-подъема смены (формула 5.31), т. е. проектируется спуск-подъем смены менее чем за 40 мин.

Средняя скорость (м/с) подъема

$$v_c = H/T. \quad (5.32)$$

Ориентировочная максимальная скорость подъема

$$v_{\max} = \alpha v_c, \quad (5.33)$$

где α — множитель скорости; величина α может быть рассчитана после выяснения всей кинематики подъема.

Для клетевых подъемов значение α принимают не более 1,5; обычно $\alpha = 1,2 \div 1,5$; для скиповых подъемов $\alpha = 1,1 \div 1,3$. При значениях α , превышающих приведенные выше пределы, работа подъемной установки, как правило, неэкономичная.

Принятая к расчету максимальная скорость при подъеме людей не должна превышать значения, предписанного ПБ, согласно которым:

Высота подъема, м	20	30	40	50	75
Наибольшая скорость, м/с	3,5	4,3	5	5,6	6,9

	Продолжение				
Высота подъема, м	100	200	300	400	400 и более
Наибольшая скорость, м/с	8	10,5	11,5	12	12

При подъеме и спуске людей по наклонным выработкам наибольшая скорость движения не должна превышать: 3,5 м/с при длине выработки до 300 м и 5 м/с при длине выработки свыше 300 м.

При подъеме и спуске грузов в клетях (обыкновенных и опрокидных) и скипах по вертикальным шахтам наибольшая скорость подъема должна быть не более значения, рассчитываемого по формуле

$$v = 0,8 \sqrt{H}, \quad (5.34)$$

где v — наибольшая скорость, м/с; H — высота подъема, м.

При подъеме и спуске людей в бадьях по направляющим наибольшая скорость не должна превышать $1/3$ наибольшей скорости подъема людей в клетях для соответствующих высот подъема. При отсутствии направляющих наибольшая скорость подъема не должна быть более 1 м/с.

При подъеме и спуске грузов в бадьях по направляющим наибольшая скорость должна быть не более $2/3$ норм, установленных для клетей. При отсутствии же направляющих движе-

ние грузовых бадей должно производиться с наибольшей скоростью не выше 2 м/с.

Ускорение и замедление подъемных сосудов при подъеме и спуске людей по вертикальным выработкам не должно превышать 0,75 м/с² и по наклонным выработкам 0,5 м/с².

После выбора подъемной машины максимальная скорость должна быть согласована с диаметром органов навивки D , частотой вращения двигателя в минуту $n_{\text{дв}}$ и стандартным передаточным числом i , так как, очевидно,

$$v_{\text{max}} = \pi D n_{\text{дв}} / 60 i. \quad (5.35)$$

Отношение $n_{\text{дв}}/i$ выбирается таким, чтобы $v_{\text{max}} \approx v_{\text{max}} p$.

5.3. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ С ПОСТОЯННЫМ РАДИУСОМ НАВИВКИ

5.3.1. Общее динамическое уравнение подъемной установки

Кинематика и динамика подъемной установки излагаются согласно методике проф. В. И. Киселева.

Подъемная установка производит попеременный подъем скипа (или клетки) на дневную поверхность. Во время паузы система находится в покое. При переходе от состояния покоя к состоянию движения скорость меняется от нуля до максимума, затем движение происходит с постоянной скоростью, далее, при подходе к месту разгрузки, производят замедление и, наконец, остановку машины. Основное динамическое уравнение получил проф. В. И. Киселев, применяя принцип Н. Даламбера, согласно которому, прилагая силы инерции к действующим силам, можно всю систему рассматривать как находящуюся в равновесии. Заменяя силы моментами, будем иметь

$$M - M_{\text{ст}} - M_c - M_i = 0, \quad (5.36)$$

где M — вращающий момент, приложенный к валу барабана со стороны двигателя; $M_{\text{ст}}$ — статический момент; M_c — момент сил сопротивления (так называемые шахтные сопротивления); M_i — динамический момент.

При этом

$$M_i = \sum m r \frac{dv}{dt}, \quad (5.37)$$

где $v = \omega r$ — линейная скорость движения; m — приведенная масса той или иной части подъемной установки, находящейся в движении и приведенной к радиусу навивки; r — соответствующий радиус навивки; ω — угловая скорость барабана.

В общем случае обе величины ω и r переменные, поэтому

$$\frac{dv}{dt} = \frac{d\omega r}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} + \omega \frac{dr}{dt}. \quad (5.38)$$

Обозначим

$$\begin{aligned} d\omega/dt &= \psi, \quad dr/dt = U_r, \\ \omega U_r &= \omega \frac{dr}{dt} = a_c, \end{aligned} \quad (5.39)$$

где ψ — угловое ускорение барабана; U_r — скорость точки соприкосновения каната с барабаном по направлению радиуса; a_c — ускорение при навивке на переменный радиус.

Подставляя значение dv/dt из формулы (5.38) в формулу (5.37), получаем

$$M_i = \Sigma m r^2 \psi + \Sigma m r a_c, \quad (5.40)$$

но

$$\Sigma m r^2 = J, \quad (5.41)$$

где J — обобщенный момент инерции.

Согласно выражениям (5.36), (5.40) и (5.41)

$$M = M_{ст} + M_c + J\psi + \Sigma m r \omega \frac{dr}{dt}. \quad (5.42)$$

Это уравнение называется общим динамическим уравнением. Оно справедливо для постоянного и переменного радиусов навивки.

5.3.2. Динамическое уравнение подъемной установки с постоянным радиусом навивки

При наличии цилиндрических барабанов (или шкива трения) радиус навивки остается постоянным, т. е. $r = \text{const} = R$. Полагаем, что это расстояние равно номинальному радиусу барабана. Тогда уравнение (5.42) в этом частном случае ($a_c = 0$ при $r = \text{const}$) будет иметь вид:

$$M = M_{ст} + M_c + J\psi = F_{ст}R + \chi_c R + \Sigma m R^2 \psi, \quad (5.43)$$

где χ_c — усилие, вызванное наличием сопротивлений при движении подъемных сосудов.

Сократив на R и заметив, что линейное ускорение $a = R\psi$, получим зависимость между действующими силами и силами инерции:

$$F = F_{ст} + \chi_c + \Sigma m a. \quad (5.44)$$

На рис. 5.15 приведена схема клетевой подъемной установки с хвостовым канатом для момента, когда груженная клеть поднимается, а порожняя опускается.

Статическое усилие

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{п}} - F_{\text{о}}. \quad (5.45)$$

Допустим, что отрезок каната $H_{\text{к}}$ (см. рис. 5.15) приблизительно уравнивается струной $L_{\text{с}}$, тогда для поднимающейся ветви

$$F_{\text{п}} = [Q + Q_{\text{м}} + p_{\text{к}}'(H - x) + p_{\text{x}}x]g; \quad (5.46)$$

для опускающейся ветви

$$F_{\text{о}} = [Q_{\text{м}} + p_{\text{к}}x + p_{\text{x}}(H - x)]g. \quad (5.47)$$

После подстановки и преобразования получим

$$F_{\text{ст}} = [Q - (p_{\text{x}} - p_{\text{к}})(H - 2x)]g. \quad (5.48)$$

Обозначая разность линейных масс канатов через Δ , т. е. $p_{\text{x}} - p_{\text{к}} = \Delta$, получаем

$$F_{\text{ст}} = [Q - \Delta(H - 2x)]g. \quad (5.49)$$

Определим теперь шахтные сопротивления $\chi_{\text{с}}$. Сюда входят: сопротивление воздуха при подъеме груженной и спуске порожней клетей; сопротивление трения направляющих лап о проводники; сопротивление от изгиба каната на шкивах и барабане; сопротивление в подшипниках шкива и трение его о воздух.

Все перечисленные сопротивления зависят от скорости движения и других параметров подъемной установки и с трудом поддаются учету.

Имеется целый ряд работ, посвященных определению шахтных сопротивлений, однако точно их значения определяют лишь для большой скорости движения. При малых и средних скоростях $\chi_{\text{с}}$ определяется в процентах (или долях) от Q — величины полезного груза, т. е.

$$\chi_{\text{с}} = k'Qg. \quad (5.50)$$

По нормам рекомендуется принимать для двухклетевого подъема $k' = 0,2$ и для двухскипового $k' = 0,15$.

Величина Σma представляет собой сумму произведений отдельных движущихся масс на их ускорение. Известны ускорения, с которыми движутся подъемные сосуды, канат и точки на окружности барабана. Все остальные ускорения, например ротора, зубчатой передачи, всех точек барабана, не лежащих на его окружности, не известны. Чтобы не определять все эти ускорения, условно относят все движущиеся массы к точке, лежащей на окружности барабана, т. е. к радиусу навивки. Такую условную массу называют приведенной массой. Перенос всех масс необходимо производить так, чтобы живая сила системы не изменилась, при этом член Σma будет равен действи-

тельному динамическому усилию. Поэтому под Σt будем понимать приведенную массу всех движущихся частей системы, а под a — ускорение каната.

Подставляя в формулу (5.44) $F_{ст}$ из формулы (5.49) и χ_c из формулы (5.50), получаем

$$F = [Q - \Delta(H - 2x) + k'Q]g + \Sigma ta, \quad (5.51)$$

или, вынося Q за скобки и полагая $1 + k' = k$, где k — коэффициент шахтных сопротивлений, равный 1, 2 для двухклетевых и 1,15 для скиповых подъемов, получаем

$$F = [kQ - \Delta(H - 2x)]g + \Sigma ta. \quad (5.52)$$

Это уравнение, выведенное впервые акад. М. М. Федоровым, называется основным динамическим уравнением подъемной установки. Оно пригодно для подъемов с неопрокидными подъемными сосудами при постоянном радиусе навивки. Для подъемов с опрокидными сосудами это уравнение должно быть несколько изменено.

5.3.3. Определение суммы приведенных масс и мощности двигателя

Сумма приведенных масс Σt всех движущихся частей подъемной установки для двухконцевого подъема с цилиндрическими барабанами

$$\Sigma t = Q + 2Q'_m + 2P'_k + P'_x + 2m'_ш + Zm'_б + m'_p + m'_{з.п}, \quad (5.53)$$

где $P'_k = \rho_k L_{п}$ — масса головного каната, кг. Причем

$$L_{п} = H + h_k + L_s + l_3 + 3\pi D_б, \quad (5.54)$$

где l_3 — запасная длина каната (для целей испытания), м; $3\pi D_б$ — длина трех витков трения, м (l_3 и $3\pi D_б$ для системы со шкивом трения равны нулю); P'_x — масса хвостового каната, кг; $m'_ш$ — приведенная масса копрового шкива, кг; $m'_б$ — приведенная масса барабана (или шкива трения); кг; Z — число барабанов; m'_p — приведенная масса ротора, кг; $m'_{з.п}$ — приведенная масса зубчатой передачи, кг.

Полезная масса груза Q , мертвая масса сосуда Q'_m , масса головного каната P'_k и хвостового P'_x в сущности приведены к радиусу навивки, и поэтому их приведенная масса равна действительному. Приведенную массу копрового шкива принимают по данным завода-изготовителя или определяют по формуле акад. М. М. Федорова.

При определении приведенных масс пользуются заводскими данными. В характеристиках вращающихся частей установки (направляющие шкивы, органы навивки, зубчатая передача) указываются их маховые моменты GD^2 . В этом случае при-

веденные массы (кг) каждого из указанных элементов определяют по формуле

$$m = \frac{GD^2}{gD_0^2}. \quad (5.55)$$

Масса (кг) ротора (якоря) привода, приведенная к окружности навивки барабана,

$$m'_p = \frac{GD_p^2}{gD_0^2} t^2. \quad (5.56)$$

Мощность двигателя приходится определять ориентировочно в двух случаях: при нахождении махового момента и при ориентировочных расчетах, например, при сравнении нескольких вариантов подъема.

В первом случае можно пользоваться формулой

$$N = \frac{kQH\rho g}{1000T\eta_{з.п}f_0}, \quad (5.57)$$

где k — коэффициент шахтных сопротивлений; Q — масса полезного груза, кг; H — высота подъема, м; ρ — характеристика динамического режима, обычно 1,4—1,6 для клетевых и 1,2—1,4 — для скиповых подъемов; большие значения ρ соответствуют большим значениям, но всегда $\rho > \alpha$; g — ускорение свободного падения тел; T — продолжительность одного подъема, с; $\eta_{з.п}$ — к. п. д. зубчатой передачи (обычно 0,92 для одинарной и 0,85 — для двойной передачи); f_0 — поправочный коэффициент (можно принять $f_0 = 1$).

Передаточное число редуктора i определяют по таблицам. Затем подбирают соответствующую частоту вращения двигателя

$$n_m = in_0, \quad (5.58)$$

где

$$n_0 = 60v_{\max}/\pi D_0, \quad (5.59)$$

Иногда вначале определяют частоту вращения барабана n_0 , по которой находят i . Если $i \leq 12$, то передача принимается одинарной, если $i \geq 15$, то двойной.

5.3.4. Кинематика и динамика клетевых подъемов

Существуют два метода расчета кинематики и динамики подъема: 1) задаваясь скоростями и ускорениями, т. е. кинематикой подъема, определяют все элементы динамики; 2) задаваясь законом изменения усилий (или моментов), определяют элементы кинематики.

Изложим сперва вопросы кинематики в соответствии с первым методом.

При решении вопросов кинематики нам известны: H — высота подъема, т. е. путь, который проходит подъемный сосуд от начала до конца его движения, и T — продолжительность движения подъемного сосуда (чистое время одного подъема).

По этим двум величинам мы должны определить все элементы кинематики: скорости, ускорения и время отдельных периодов. Каждый из этих элементов может меняться по различным законам, в соответствии с чем мы будем иметь ту или иную диаграмму подъема. Имеются три типа диаграммы подъема: 1) простая (трехпериодная трапецидальная диаграмма; 2) двухпериодная треугольная диаграмма (как частный случай первой диаграммы); 3) трехпериодная диаграмма с изменением скорости по параболе в первый период.

Остановимся отдельно на каждой из них.

1. *Простая трехпериодная трапецидальная диаграмма.* Этой диаграммой пользуются в случае, если применяется асинхронный двигатель. Эта диаграмма имеет три периода. Первый период — равноускоренное движение, в течение которого клетки движутся с постоянным ускорением a_1 и переменной скоростью v , меняющейся по линейному закону от 0 до $v_{\max}$; время первого периода t_1 . Второй период — период равномерного движения. Время второго периода равно t_2 . Третий период — период равнозамедленного движения, в течение которого клетки движутся с замедлением (или отрицательным ускорением) a_3 . Время третьего периода равно t_3 . Для расчета элементов кинематики подъема при такой диаграмме необходимо дополнительно к известным нам величинам (H и T) задаться еще двумя. В зависимости от того, какими величинами мы зададимся, будем иметь соответствующий случай расчета.

Задаемся $v_{\max}$ и еще одной из величин, например a_1 (второй случай, наиболее частый, применяется для уже смонтированной подъемной машины, а также при выборе ее по стандарту с определенной $v_{\max}$).

Для спуска и подъема людей, согласно ПБ, ускорение a не должно превышать $0,75 \text{ м/с}^2$. Так как произведение v на t равно пути, то площадь диаграммы должна равняться высоте подъема, т. е.

$$H = \frac{T + t_2}{2} v_{\max}. \quad (5.60)$$

Пользуясь формулой (5.60), находим

$$t_2 = \frac{2H}{v_{\max}} - T; \quad (5.61)$$

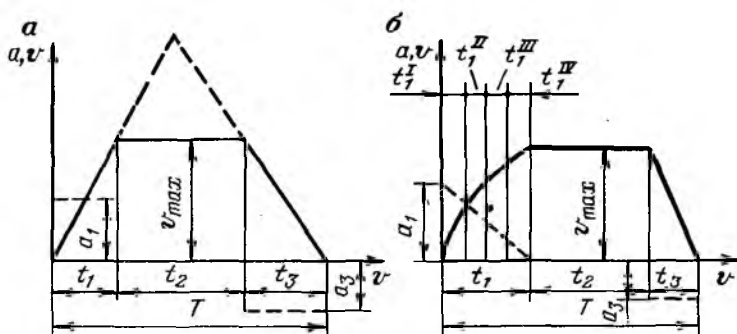


Рис. 5.17. Диаграммы скорости клетового подъема:

a — трехпериодная трапецидальная диаграмма; *б* — трехпериодная с равномерно убывающим ускорением в первый период (система Г—Д)

далее определяем t_1 по $v_{\max}$ и a_1 , затем

$$t_3 = T - t_1 - t_2$$

и, наконец, находим a_3 . Затем строим диаграмму скоростей и ускорений (рис. 5.17, *a*).

Проходимые сосудами пути для обоих случаев определяем следующим образом.

Для первого периода изменение пути происходит по уравнению

$$h = vt/2 = at^2/2,$$

а весь путь за первый период

$$h_1 = v_{\max} t_1/2 = a_1 t_1^2/2.$$

Кривая пути в первый период — парабола. Текущий путь за второй период $h = vt$, а весь путь за второй период $h_2 = v_{\max} t_2$, в третий период $h = vt - vt/2$, а весь путь за третий период $h_3 = v_{\max} t_3/2 = a_3 t_3^2/2$.

2. *Двухпериодная треугольная диаграмма подъема* (см. рис. 5.17, *a*, пунктир). Эта диаграмма получается при малой глубине шахты и большой максимальной скорости или для верхних горизонтов шахты, имеющей несколько горизонтов. В этом случае второй период отсутствует, т. е. $t_2 = 0$, поэтому по формуле (5.60) получим

$$v_{\max} = 2H/T,$$

но

$$v_c = H/T,$$

поэтому

$$\alpha = v_{\max}/v_{cp} = 2.$$

Это и есть предельное значение α . Следовательно, в общем случае имеем $1 < \alpha < 2$.

Вычисление всех элементов кинематики и построение диаграммы производятся аналогично предыдущему.

3. *Трехпериодная диаграмма с изменением скорости по параболе в первый период* (рис. 5.17, б). Эта диаграмма применяется в случае, когда приводом подъемной машины служит двигатель постоянного тока. Второй и третий периоды этой диаграммы ничем не отличаются от простой трапецидальной диаграммы. В первый период ускорение принимается переменным — равномерно убывающим от a_1 до 0 по закону прямой линии. Начальное значение ускорения, т. е. a_1 , должно удовлетворять общим условиям для ускорений. Текущее ускорение можно найти по выражению $a = a_1 - a_1 t/t_1$, разбив t_1 на подпериоды $t_1^I - t_1^{IV}$.

Текущая скорость в первый период

$$v = \int_0^t a dt = \int_0^t \left(a_1 - \frac{a_1 t}{t_1} \right) dt,$$

откуда

$$v = a_1 t - \frac{a_1}{2t_1} t^2. \quad (5.62)$$

Скорость в конце первого периода найдем, если положим в уравнении (5.62) $t = t_1$, т. е.

$$v_{\max} = a_1 t_1 - a_1 t_1^2 / (2t_1) = a_1 t_1 / 2.$$

откуда

$$t_1 = 2v_{\max} / a_1. \quad (5.63)$$

Сравнивая найденное t_1 с t_1 для трапецидальной диаграммы, мы видим, что продолжительность первого периода в 2 раза больше, чем для простой трапецидальной диаграммы; это является некоторым недостатком данной диаграммы.

Для нахождения пути в первый период пользуемся уравнением

$$h = \int_0^t v dt = \int_0^t \left(a_1 t - \frac{a_1}{2t_1} t^2 \right) dt,$$

откуда

$$h = \frac{a_1 t^2}{2} - \frac{a_1 t^3}{6t_1}.$$

Путь за первый период получим, если вместо t подставим t_1

$$h_1 = \frac{a_1 t_1^2}{2} - \frac{a_1 t_1^3}{6t_1} = \frac{1}{3} a_1 t_1^2 = \frac{4v_{\max}^2}{3a_1}.$$

Для расчета всех элементов данной диаграммы имеется также несколько случаев в зависимости от того, какими дополнительными величинами зададимся.

Задано $v_{\max}$ и a_1 .

Сначала найдем условный путь H' трехпериодной трапецеидальной диаграммы $H' = H - \frac{1}{3} \frac{v_{\max}^2}{a_1}$. Затем находим $t_2 = 2H'/v_{\max} - T$; далее, найдя t_1 по формуле (5.63), определяем $t_3 = T - t_1 - t_2$ и строим диаграмму, как и в предыдущих случаях.

Динамика клетового подъема. Динамика подъемной установки сводится к нахождению усилий и мощностей, отнесенных к окружности вала барабана, и к построению диаграмм. Усилия на окружности барабана определяются по уравнению (5.52). В этом уравнении, как известно, $\Delta = p_x - p_k$, поэтому в зависимости от значения p_x возможны три случая: 1) $p_x = 0$ — система неуравновешена (хвостовой канат отсутствует); 2) $p_x = p_k$ — система статически уравновешена (система с равновесным канатом); 3) $p_x > p_k$ — система с тяжелым хвостовым канатом.

Случай, когда $p_x < p_k$ (при легком хвостовом канате) не характерен, так как диаграммы похожи на диаграммы для первого случая (только угол наклона линий другой).

Остановимся подробнее на каждом случае.

Так как кинематикой подъема мы должны задаться, то примем два вида диаграмм: трехпериодную трапецеидальную (для асинхронных двигателей) и трехпериодную с изменением скорости по параболе в первый период (для системы Г—Д).

1. *Диаграммы усилий мощности при трапецеидальной диаграмме скорости* (рис. 5.18, а).

Случай 1. Неуравновешенная система, т. е. $p_x = 0$. Уравнение (5.52) примет вид:

$$F = [kQ + p_k(H - 2x)]g + \Sigma ma. \quad (5.64)$$

По уравнению (5.64) можно определить усилие на окружности барабана в любой момент и построить диаграмму усилий (рис. 5.18, линия I). Практически, однако, достаточно найти усилия для начала и конца каждого периода. В начале первого периода, когда $x=0$ и $a=a_1$, уравнение (5.64) примет вид:

$$F_1 = g(kQ + p_k H) + \Sigma ma_1.$$

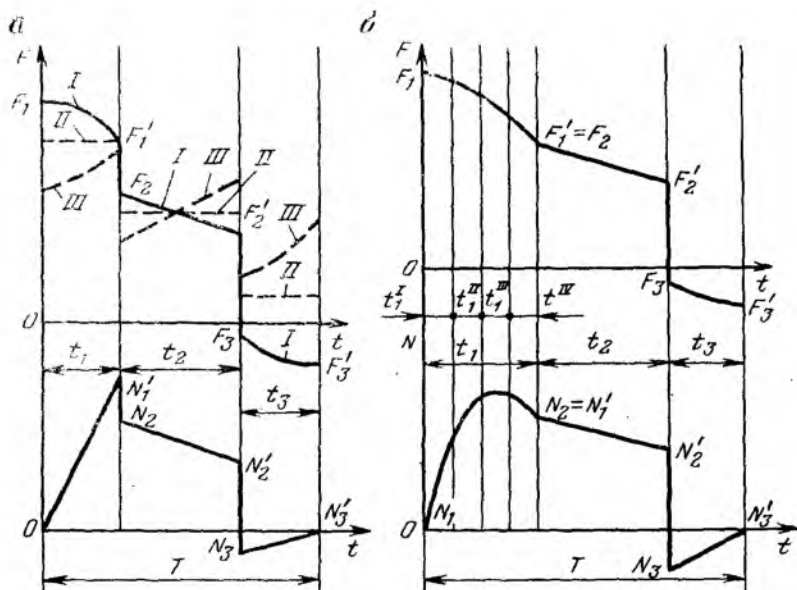


Рис. 5.18. Диаграммы усилий и мощности клетового подъема

В конце первого периода

$$x = \frac{a_1 t_1^2}{2} = h_1; \quad a = a_1,$$

тогда

$$F_1' = [kQ + p_k(H - 2h_1)]g + \Sigma m a_1.$$

Поскольку x меняется в первый период по параболе ($x = \frac{at^2}{2}$), то в действительности F в первый период будет изменяться по кривой, кривизна которой столь незначительна, что точки F_1 и F_1' можно соединять прямой.

В начале второго периода $x = h_1$ и $a = 0$, поэтому

$$F_2 = [kQ + p_k(H - 2h_1)]g.$$

Поскольку силы инерции во втором периоде отсутствуют, F_2 значительно меньше F_1' .

В конце второго периода $x = h_1 + h_2$, где $h_2 = v_{\max} t_2$ и $a = 0$.

Следовательно, $F_2' = \{kQ + p_k[H - 2(h_1 + h_2)]\}g$, причем $F_2' < F_2$ и изменение усилия во втором периоде происходит по прямой линии.

В начале третьего периода $x = h_1 + h_2$, $a = -a_3$, поэтому

$$F_3 = [kQ + p_k [H - 2(h_1 + h_2)]] g - \Sigma ma_3.$$

В зависимости от величины Σma усилие F_3 может быть положительным или чаще отрицательным.

В конце третьего периода (в конце подъема)

$$x = h_1 + h_2 + h_3 = H,$$

где

$$h_3 = a_3 t_3^2 / 2; \quad a = -a_3.$$

Следовательно, $F_3' = [kQ - p_k H] g - \Sigma ma_3$, причем $F_3' < F_3$. Изменение усилия в третьем периоде происходит так же, как и в первом периоде, по кривой, поскольку в третий период путь изменяется по параболе.

Для определения мощности (кВт) на валу барабана и построения диаграмм воспользуемся формулой

$$N = M \omega_{\max} / 1000 = Fv / 1000. \quad (5.65)$$

По этой формуле мощность можно найти в любой момент движения сосуда и построить диаграмму. Практически достаточно найти мощность в начале и конце каждого периода и соединить точки прямыми, хотя в первый и третий периоды мощность изменяется по кривым, но кривизна их столь мала, что ею можно пренебречь.

Диаграмма мощности для этого случая представлена на рис. 5.18, а.

Случай 2. Установка с равновесными канатами. Для этого случая $p_x = p_k$, т. е. $\Delta = 0$, поэтому уравнение (5.52) примет вид:

$$F = kQg + \Sigma ma. \quad (5.66)$$

В уравнение (5.66) масса каната не входит, поэтому изменение усилий будет выражено прямыми линиями, а усилия в начале и конце каждого периода будут равны между собой, т. е. $F_1 = F_1'$, $F_2 = F_2'$ и $F_3 = F_3'$. По уравнению (5.66) строим диаграмму усилий на окружности барабана (см. рис. 5.18, а, линии II). Заметим, что усилие в третий период может быть положительным и отрицательным, но чаще всего положительным.

Построение диаграммы мощности производят аналогично первому случаю, пользуясь формулой (5.65). В этой диаграмме во второй период линия мощности будет параллельная оси t .

Случай 3. Система с тяжелым хвостовым канатом. В этом случае $p_x > p_k$ и $\Delta > 0$, поэтому уравнение (5.52) остается без изменения, т. е.

$$F = [kQ - \Delta (H - 2x)] g + \Sigma ma. \quad (5.67)$$

Это уравнение отличается от уравнения (5.52) лишь тем, что здесь Δ имеет определенное положительное значение. Найдя все усилия по уравнению (5.67), так же, как и в первом случае, мы строим диаграмму усилий (см. рис. 5.18, а, линии III). Диаграмму мощности строят аналогично первому случаю, пользуясь формулой (5.65).

Отметим, что чем больше масса хвостового каната, тем меньше колебание мощности. Например, в третьем случае все величины мощности положительны, тогда как в первом случае они и положительны и отрицательны. Кроме того, наибольшая мощность (пиковая) убывает с возрастанием массы хвостового каната.

2. *Диаграммы усилий и мощности при трехпериодной диаграмме с изменением скорости по параболе в первый период* (рис. 5.18, б), привод по системе Г—Д.

Случай 1. Неуравновешенная система. Для этого случая $p_x=0$, и уравнение (5.52) примет такой же вид, как и для первого случая при трапецеидальной диаграмме, т. е. $F=[kQ+p_k(H-2x)]g+\Sigma ma$.

В начале первого периода $x=0$ и $a=a_1$, поэтому $F_1=(kQ+p_kH)g+\Sigma ma_1$.

Для конца первого периода $x=\frac{1}{3}a_1t_1^2$ и $a=0$, поэтому $F_1'=[kQ+p_k(H-2h_1)]g$, т. е. $F_1'=F_2$, так как для начала второго периода $x=h_1$ и $a=0$. В первом периоде усилия будут изменяться по кривой F_1-F_1' (см. рис. 5.18, б). Второй и третий периоды ничем не отличаются от таковых для первого случая при простой трапецеидальной диаграмме. Мощность определяется по формуле (5.65).

Точно так же второй и третий периоды диаграммы мощности не будут отличаться от таковых при простой трапецеидальной диаграмме скорости. Для определения мощностей в первый период и построения диаграммы необходимо первый период разбить на ряд подпериодов $t_1^I, t_1^{II}, t_1^{III}, t_1^{IV}$ и т. д. и вычислить соответствующие мощности по формуле (5.65).

Как видно из диаграммы (см. рис. 5.18, б), кривая имеет максимум не в конце первого периода, как было во всех предыдущих случаях, а несколько левее, причем $N_{\max} < N_1'$.

Случай 2. Система с равновесным хвостовым канатом $p_x=p_k$. Первый период здесь аналогичен первому периоду первого случая; второй и третий периоды аналогичны тем же периодам второго случая при простой трапецеидальной диаграмме скорости.

Случай 3. Система с тяжелым хвостовым канатом $p_x > p_k$. Первый период этого случая аналогичен первому периоду первого случая; второй и третий периоды аналогичны тем же

периодам третьего случая при простой трапецеидальной диаграмме скорости.

Следует отметить, что для всех случаев подъема при $x = H/2$ (середина подъема) $F = kQ$.

5.3.5. Кинематика и динамика скипового подъема

Рассмотрим кинематику и динамику подъемных установок, оборудованных опрокидными скипами, опрокидными клетями и скипами с отклоняющимся кузовом. Кинематика (и динамика) подъема, оборудованного скипами, разгружающимися без отклонения кузова, почти не отличается от кинематики (и динамики) клетевого подъема, хотя надо учесть посадку скипа на раму (если таковая имеется). Для простоты рассмотрим подъем с опрокидными скипами. Кинематика такого подъема отличается от кинематики клетевого наличием дополнительных периодов, в течение которых отклоняющий ролик скипа движется в разгрузочных кривых. Чтобы уменьшить динамические нагрузки на копер, необходимо ограничить скорости движения подъемного сосуда при входе ролика в разгрузочные кривые и его сходе (см. рис. 5.3). Обычно $v_v = 1 \div 1,5$ м/с, где v_v — скорость входа ролика груженого скипа в разгрузочные кривые, и $v_0 = 1,0 \div 2,5$ м/с, где v_0 — скорость схода ролика порожнего скипа с разгрузочных кривых.

Для неопрокидных скипов при посадке их на раму скорость следует снижать до 0,3—0,5 м/с, так как большие скорости могут вызвать поломку. Ход каретки поступательного движения находится в пределах 1,5—1,9 м, вращательного движения — в пределах 0,6—1,6 м. Чтобы уменьшить время движения скипа при его посадке, следует применять амортизирующие устройства (резиновые амортизаторы, демпферные посадочные устройства и т. п.).

При наличии амортизирующих устройств можно ограничить лишь скорости схода и входа ролика скипа в разгрузочные кривые.

При расчете кинематики скипового подъема должны быть известны высота подъема H , продолжительность движения T подъемного сосуда и путь h_0 рамы скипа при движении ролика скипа по разгрузочным кривым. Кроме того, необходимо задаться формой диаграммы.

В основном имеется три вида диаграмм: 1) простая диаграмма с постоянными ускорениями в любой период; 2) диаграмма с переменным ускорением в период t_0 ; 3) диаграмма с равномерно убывающим ускорением в первый период (т. е. с изменением скорости в первый период по параболе).

Остановимся на каждом из них.

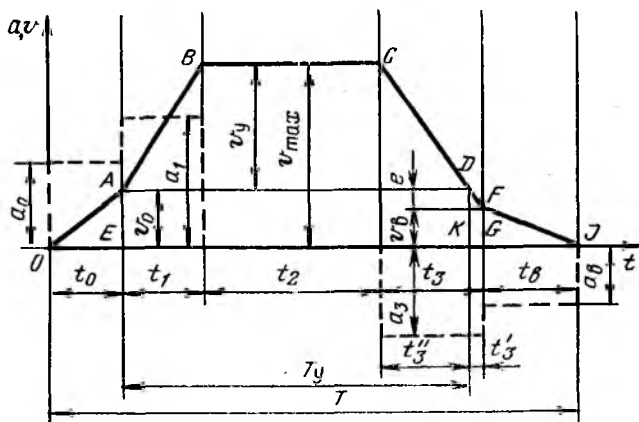


Рис. 5.19. Пятипериодная диаграмма скорости (скиповой подъем)

1. Простая диаграмма с постоянными ускорениями (рис. 5.19). Эта диаграмма применяется при наличии в качестве привода подъемной машины асинхронного двигателя.

Случай 1. Заданы H , T и h_0 . Задаемся v_0 , v_B , $v_{\max}$ и t_3 . Зная h_0 , v_0 и v_B , сначала находим t_0 , a_0 , t_B и a_B . Поскольку площадка OAE равна h_0 , то

$$\left. \begin{aligned} t_0 &= 2h_0/v_0 \\ a_0 &= v_0/t_0 \end{aligned} \right\},$$

где t_0 — продолжительность движения порожнего скипа в разгрузочных кривых (время нулевого периода); a_0 — ускорение при сходе ролика порожнего скипа с разгрузочных кривых.

Необходимо a_0 выбирать так, чтобы усилие в период t_0 было бы не более усилия в период t_1 . Отступление возможно лишь в том случае, когда перегрузка двигателя в период t_0 не повлечет увеличения мощности двигателя.

Площадка FGJ равна h_0 , поэтому

$$\left. \begin{aligned} t_B &= 2h_0/v_B \\ a_B &= v_B/t_B \end{aligned} \right\},$$

где t_B — продолжительность движения груженого скипа в разгрузочных кривых; a_B — ускорение в момент входа груженого скипа в разгрузочные кривые.

Далее обозначив (см. рис. 5.19)

$$\left. \begin{aligned} v_y &= v_{\max} - v_0 \\ e &= v_0 - v_B \end{aligned} \right\},$$

мы можем решить задачу, пользуясь простой трапецидальной диаграммой (площадка $ABCD$). Обозначив путь, эквивалентный этой площадке, через H_y , а соответствующую этому пути продолжительность движения — через T_y , мы можем определить максимальную скорость простой трехпериодной трапецидальной диаграммы.

Продолжительность движения для условной диаграммы (T_y) найдем по формуле

$$T_y = T - t_0 - t_b - t'_3,$$

или, так как

$$t_3 = e/a_3,$$

где

$$a_3 = (v_{\max} - v_b)/t_3,$$

то

$$T_y = T - t_0 - t_b - \frac{e}{a_3}.$$

Условный путь H_y определится из диаграммы, представленной на рис. 5.19:

$$H_y = H - 2h_0 - v_0 T_y - \frac{v_0^2 - v_b^2}{2a_3},$$

где

$$\frac{v_0 + v_b}{2} t'_3 — \text{площадь } DFGKD.$$

Найдя v_y , T_y и H_y и пользуясь формулой (5.60), находим $t_2 = 2H_y/v_y - T_y$. Зная t_2 и t_3 , найдем $t_1 = T_y - t_2 - t'_3$. После этого определяем все остальные элементы и проверяем, находятся ли они в надлежащих пределах; так, t_3 лежит обычно в пределах 4—10 с, и, конечно, этим временем надо задаваться так, чтобы a_3 находилось в надлежащих пределах; затем строим диаграмму скоростей и ускорений, которая будет иметь вид, представленный на рис. 5.19.

Заметим, что при ручном управлении подъемной машиной значение t_1 , t_3 , t_0 и t_b должно превышать 3,5 с. При автоматическом управлении эти величины могут быть любыми.

Для скипов большой вместимости t_b может достигать 10 с и более. Поэтому в тех случаях, когда $t_b > 8$ с, имеет смысл период t_b разбить на два подпериода t'_b и t''_b . Задавшись t''_b , найдем t'_b по формуле

$$t'_b = \frac{h_0}{v_b} - \frac{t''_b}{2}.$$

Можно, конечно, вместо t''_b задаться ускорением a_b .

2. *Диаграмма с переменным ускорением в период t_0* может рассматриваться как вариант предыдущей диаграммы с изме-

нением лишь в период t_0 . Эта диаграмма применяется также при асинхронном двигателе.

Как увидим, a_c — величина переменная, постепенно убывающая до нуля. Здесь a_c — коэффициент, учитывающий уменьшение мертвой массы скипа вследствие того, что часть массы его кузова передается на копер; этот коэффициент меняется от a_c в начале подъема до нуля в момент схода роликов скипа с разгрузочных кривых. Следовательно, a_0 можно увеличивать по мере опускания порожнего скипа. Если ускорение в период t_0 изменять по мере опускания скипа от a_0 до a_1 по линейному закону, то усилие останется почти постоянным. Найдем зависимость между a , h_0 и a_0 для периода t_0 .

Ускорение в любой момент нулевого периода t_0

$$a = a_0 + \frac{a_1 + a_0}{t_0} t.$$

Скорость определим из соотношения

$$v = \int_0^t a dt = a_0 t + \frac{a_1 + a_0}{2t_0} t^2.$$

Пройденный путь

$$x = \int_0^t v dt = \frac{a_0 t^2}{2} + \frac{a_1 + a_0}{6} t^3.$$

При $t = t_0$, т. е. в конце нулевого периода, когда $a = a_1$,

$$\begin{aligned} v &= v_0 = \frac{a_1 + a_0}{2} t_0; \\ x &= h_0 = \frac{2a_0 t_0^2}{6} + \frac{a_1 t_0^2}{6}. \end{aligned} \quad (5.68)$$

Из формулы (5.68) находим $t_0 = \sqrt{\frac{6h_0}{2a_0 + a_1}}$.

Таким образом, поскольку h_0 неизвестно, то, определив a_0 из условия, что усилие в конце периода t_0 равно усилию в начале периода t_1 (т. е. $F_0' = F_1$, см. ниже), и задавшись a_1 , найдем t_0 , зная которое, находим v_0 (конечно, $v_0 \leq 2,5$ м/с).

Определение остальных элементов диаграммы ничем не отличается от предыдущего.

3. Диаграмма с равномерно убывающим ускорением в первый период (рис. 5.20).

Для подъемной установки с приводом по системе Г — Д используется в первый период равномерно убывающее ускорение (аналогично клетевому подъему). Переменные ускорения, скорость и путь в период t_1 определяются по уравнениям (5.62) и (5.63). Для определения всех элементов кинематики поступаем так же, как и в случае, приведенном на рис. 5.18.

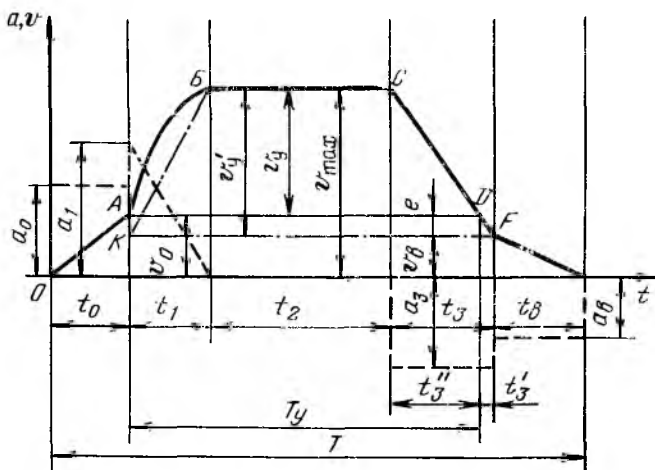


Рис. 5.20. Пятипериодная диаграмма скорости с равномерно убывающим ускорением в период t_1 (система Γ —Д)

Задаваясь $v_{\max}$ и a_1 (предварительно выбрав v_0 и v_β), можно определить также все элементы диаграммы. Для этого следует принять $v_{y'} = v_{\max} - v_\beta$; тогда $T_y = T - t_0 - t_\beta$; $H_y = H - v_\beta T_y - 2h_0 - h'$, где H_y — площадь $KBCF$; h' — криволинейная площадь ABK ,

$$h' = \frac{1}{3} \frac{(v_{\max} - v_0)^2}{a_1} + \frac{v_0 - v_\beta}{2} t_1.$$

Далее по формуле (5.62), заменив H' и T на H_y и T_y , найдем t_2 , а затем t_3 и a_3 (см. рис. 5.20, штрихпунктирная линия).

Можно вместо a_1 задаться a_3 , но тогда элементы определяют таким образом. Находят H_y , площадь трапеции $ABCD$, T_y и $t_3'' = v_y/a_3$.

В выражении $H_y = \frac{2}{3} v_y t_1 + v_y t_2 + \frac{1}{2} v_y t_3'$ заменяют $t_2 = T_y - t_1 - t_3''$ и находят из него $t_1 = 3 \frac{v_y T - H_y - \frac{1}{2} v_y t_3''}{v_y}$,

затем определяют остальные элементы диаграммы a_1 , t_2 и т. п.

Динамика скипового подъема. Динамические элементы в режиме работы скипового подъема определяются по заданному кинематическому режиму, поэтому в зависимости от вида диаграмм скоростей и ускорений имеются соответствующие диаграммы усилий и мощностей. Кроме того, формы кривых будут также изменяться в зависимости от способа уравнивания

ния. Основное уравнение подъемной установки, оборудованной скипами или опрокидными клетями,

$$F = [kQ \pm \alpha_c Q_m - \Delta(H - 2x) - \beta_c Q]g + \sum ma, \quad (5.69)$$

где β_c — коэффициент, учитывающий уменьшение массы груженого скипа (клетки) вследствие того, что часть полезной массы передается на разгрузочные кривые и часть массы полезного ископаемого высыпается в бункер до полной остановки подъемного сосуда; для опрокидных скипов в зависимости от свойств полезного ископаемого $\beta_c = 0,6 \div 1$; при липкой руде $\beta_c = 0,6$; при сухой руде средней кусковатости и $v_b = 1,5$ м/с $\beta_c = 1$. Для опрокидных клеток $\beta_c = 0,6 \div 0,75$. Для скипов с отклоняющимся кузовом $\beta_c = 0,45 \div 0,8$. Для скипов, разгружающихся без отклонения кузова, $\beta_c = 0,3 \div 0,75$.

Коэффициент β_c — величина переменная и учитывается только в период t_b ; в момент входа ролика груженого скипа в разгрузочные кривые $\beta_c = 0$, в конце подъема он равен приведенным значениям.

Как было указано выше, α_c — коэффициент, учитывающий уменьшение мертвой массы порожнего скипа. Для начала периода t_0 α_c принимается со знаком плюс, при этом для опрокидывающихся скипов $\alpha_c = 0,35$; для опрокидных клеток $\alpha_c = 0,5$; для скипов с отклоняющимся кузовом $\alpha_c = 0,15$; для скипов, разгружающихся без отклонения кузова, $\alpha_c = 0$.

В конце периода t_0 , $\alpha_c = 0$ (для любых подъемных сосудов).

В период t_b в начале подъема $\alpha_c = 0$, в конце подъема коэффициент α_c имеет значения, приведенные выше, но со знаком минус.

Напомним, что для скипов, разгружающихся без отклонения кузова, кинематический режим работы можно принять такой же, как и для обыкновенных клеток.

Задаваясь формой диаграммы скоростей, по уравнению (5.69) определяем все усилия, затем мощность и строим соответствующие диаграммы. Все приведенные ниже данные относятся к подъемной установке с опрокидными скипами.

Диаграммы усилий могут быть построены на основании диаграмм ускорений и скоростей.

В зависимости от способа уравнивания, так же, как и для клетового подъема, имеют место три случая.

В первом случае $p_x = 0$. При этом основное уравнение примет вид:

$$F = [kQ \pm \alpha_c Q_m + p_k(H - 2x) - \beta_c Q]g + \sum ma.$$

Для построения диаграммы находят усилие в начале и конце каждого периода (рис. 5.21).

В начале периода t_0 $x = 0$; $a = a_0$; α_c имеет знак плюс, $\beta_c = 0$, тогда

$$F_0 = [kQ + \alpha_c Q_m + p_k H]g + \sum ma_0.$$

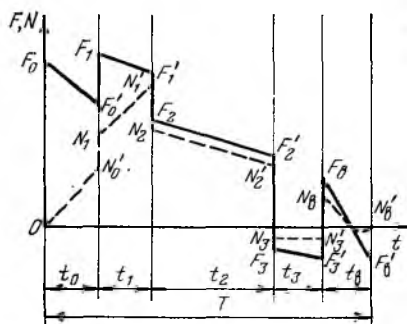


Рис. 5.21. Диаграмма усилий и мощности

В конце периода $x=h_0$, $a=a_0$, $\alpha_c=0$ и $\beta_c=0$, поэтому

$$F'_0 = [kQ + p_k (H - 2h_0)] g + \sum ma_0.$$

Аналогичным способом находят усилия для начала и конца каждого периода и строят диаграмму, представленную на рис. 5.21.

Мощность N определяют по формуле (5.65) для начала и конца каждого периода, затем строят диаграмму мощностей, изображенную на рис. 5.21, штриховыми линиями.

Во втором случае $\Delta=0$, в третьем — $\Delta>0$. Диаграмма по виду будет отличаться только в периоды t_1 , t_2 и t_3 по аналогии с клетевым подъемом.

Диаграммы усилий и мощности при наличии переменного ускорения в период t_0 отличаются от диаграммы, изображенной на рис. 5.19, характером кривых усилий и мощности в период t_0 .

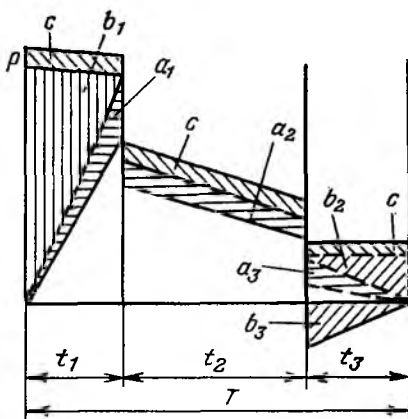
Диаграммы усилий и мощности для системы Г—Д определяют по формулам, данным выше. Диаграммы отличаются от рассмотренных выше периодом t_1 . Формы кривых в периоды t_1 — t_3 соответствуют формам кривых для клетового подъема (см. рис. 5.18, б). Следует отметить, что во всех случаях, когда кривизна линий мала, их заменяют прямыми линиями.

5.4. МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ, РАСХОД ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И к. п. д. ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

5.4.1. Мощность двигателя

Диаграмма мощности, потребляемой из сети для клетового подъема при $p=0$, приведена на рис. 5.22. Заштрихованные площадки a_1 , a_2 и a_3 соответствуют потерям в зубчатой передаче, площадка c — потерям в двигателе; площадка b_1 — потерям в реостате, площадка b_2 — потерям в реостате и тормозах;

Рис. 5.22. Диаграмма мощности, потребляемой из сети при асинхронном двигателе



площадка b_3 — потерям запасенной энергии на торможении при выключенном двигателе. Аналогичные диаграммы можно построить для любого случая.

Эффективная мощность на валу двигателя при $R = \text{const}$

$$N_g = \frac{M_g \Omega}{1000 \eta_{з.п}} = \frac{F_g v_{\max}}{1000 \eta_{з.п}},$$

где M_g — эффективный момент вращения на валу барабана; Ω — максимальная угловая скорость барабана, с^{-1} ; $\eta_{з.п}$ — к. п. д. зубчатой передачи.

Эффективное усилие

$$F_g = \sqrt{\frac{\sum F^2 t}{T_g}},$$

где $T_g = \alpha_0(t_1 + t_3) + t_2 + \beta_0 \theta$.

Здесь коэффициент α_0 учитывает работу двигателя в период ускоренного и замедленного движения, β_0 — коэффициент, учитывающий охлаждение двигателя во время паузы θ . Оба эти коэффициента определяются по данным заводов-поставщиков или по рекомендациям тех или иных авторов.

Акад. М. М. Федоров рекомендует принимать $\alpha_0 = 1$, а $\beta_0 = 1/3$, т. е. $T_g = T + \frac{1}{3} \theta$.

Рекомендация акад. М. М. Федорова применима только для подъемов, работающих в ненапряженном режиме, например к вспомогательным подъемным установкам.

Для напряженно работающих подъемов лучше принять $\alpha_0 = 0,5$ и $\beta_0 = 0,25$, тогда получим $T_g = \frac{T}{\alpha} + \frac{1}{4} \theta$, где α — множитель скорости.

Величина $\Sigma F^2 t$ для клетового подъема

$$\Sigma F^2 t = \frac{F_1^2 + (F_1')^2}{2} t_1 + \frac{F_2 + F_2 F_2' + (F_2')^2}{3} t_2 + \frac{F_3^2 + (F_3')^2}{2} t_3,$$

где F_1, F_1', F_2', F_3 и т. п. принимают из диаграмм усилий (см. рис. 5.21). Последнее слагаемое при отрицательных усилиях принимают равным нулю, так как работа в этом случае происходит с выключенным двигателем. Для скипового подъема $\Sigma F^2 t$ определяется аналогично.

Определив F_3 , находим n_3 и выбираем двигатель по каталогу.

Выбранный двигатель должен удовлетворять следующим неравенствам:

$$F_{\text{ном}} \geq F_3; \quad F_{\text{ном}} \geq F_{\text{мах}}/\gamma; \quad F_{\text{ном}} \geq F_{3. \text{ п}}/\gamma_{3. \text{ п}},$$

где $F_{\text{ном}}$ — номинальное усилие выбранного двигателя, соответствующее номинальному моменту; $F_{\text{мах}}$ — максимальное усилие по диаграмме усилий; γ — допускаемая перегрузка двигателя при нормальном подъеме (принимается не более 1,8); $F_{3. \text{ п}}$ — экстренное усилие двигателя; $\gamma_{3. \text{ п}}$ — допускаемая экстренная перегрузка. Обычно $\gamma_{3. \text{ п}} = 1,8 \div 2$.

Выбирая ту или иную перегрузку (γ или $\gamma_{3. \text{ п}}$), надо учитывать опрокидывающий момент ($M_{\text{опр}}$) двигателя. Если обозначить $M_{\text{опр}}/M = \gamma_{\text{опр}}$, то $\gamma_{3. \text{ п}} < \gamma_{\text{опр}}$. Примерно $\gamma_{3. \text{ п}} \leq 0,9 \gamma_{\text{опр}}$, а $\gamma \leq 0,8 \gamma_{\text{опр}}$. При этом $\gamma_{\text{опр}}$ выбирается по каталогам заводов изготовителей.

Чем больше опрокидывающий момент подъемного двигателя, тем большую перегрузку он выдерживает.

Экстренное усилие $F_{3. \text{ п}}$ возможно в случаях: приподнимание верхней груженой клетки, когда нижняя стоит на кулаках; вытаскивание порожней клетки при перестановке барабанов для смены горизонтов; приподнимание нижней клетки с порожними вагонетками.

Выбрав из этих трех усилий наибольшее, проверяют двигатель на перегрузки.

5.4.2. Расход электроэнергии

Асинхронный двигатель. Полезный расход электроэнергии (кВт·ч/подъем), затрачиваемый на подъем груза массой Q на высоту $H_{\text{м}}$,

$$\omega_0 = \frac{QHg}{1000 \cdot 3600}.$$

Полезный расход электроэнергии на 1 т (кВт·ч/т) соответственно

$$\omega_1 = Hg/1000 \cdot 3,6 = Hg/3600. \quad (5.70)$$

Действительный расход электроэнергии, затрачиваемый на один подъем, может быть определен по площадке диаграммы (см. рис. 5.22). Как было указано выше, мощность, расходуемая двигателем из сети, пропорциональна моменту вращения (или пропорциональна усилию при $R = \text{const}$) и максимальной скорости, т. е. уменьшение скорости реостатом не уменьшает расход электроэнергии. Поэтому

$$\omega = \Sigma N'_c t / 3600. \quad (5.71)$$

Но N'_c — мощность, потребляемая из сети при постоянном радиусе навивки,

$$N'_c = \frac{Fv_{\max}}{1000\eta_{\text{з. п}}\eta_{\text{м}}},$$

где $\eta_{\text{з. п}}$ — к. п. д. зубчатой передачи; $\eta_{\text{м}}$ — к. п. д. двигателя.

Подставляя из формулы (5.71) значение N'_c в выражение (5.70), получаем

$$\omega = \frac{v_{\max} \Sigma Ft}{1000 \cdot 3600 \eta_{\text{з. п}} \eta_{\text{м}}}, \quad (5.71, \text{ а})$$

где ΣFt для клетового подъема

$$\Sigma Ft = \frac{F_1 + F'_1}{2} t_1 + \frac{F_2 + F'_2}{2} t_2 + \frac{F_3 + F'_3}{2} t_3. \quad (5.72)$$

Последний член выражения (5.72) принимается только тогда, когда усилия F_3 и F'_3 положительны. При отрицательных усилиях он равен нулю, поскольку двигатель выключен.

Действительный расход электроэнергии на 1 т (кВт·ч/т)

$$\omega_1 = \omega / Q.$$

Годовой расход электроэнергии

$$W_r = \omega (A_r + a_n) + \omega',$$

где A_r — годовая производительность подъема, т; a_n — годовая выдача породы подъемом, т; ω' — расход энергии на вспомогательные операции (подъем и спуск людей, леса, материалов и т. п.).

Полезный расход электроэнергии на 1 т·км одинаков для любой подъемной установки, т. е. $\omega_{\text{ткм}} = 1000/367 = 2,72$ кВт·ч/(т·км).

Действительный расход электроэнергии на 1 т·км

$$\omega_{\text{ткм}} = \omega_1 1000 / H.$$

Расход электроэнергии на 1 т·км служит для сравнения подъемов различных систем между собой.

Система с двигателем постоянного тока и с двигатель-генераторной группой (система Г—Д). Потребляемый ток изменяется в соответствии с изменением вращающего момента (движущего усилия при системах постоянного радиуса навивки), а напряжение — в соответствии с изменением частоты вращения, так как при этой системе привода частота вращения двигателя регулируется изменением напряжения. В момент пуска при небольшой частоте вращения напряжение невелико, поэтому и потребляемая двигателем мощность будет мала; она будет постепенно нарастать с увеличением напряжения и частоты вращения.

Диаграмма потребляемой мощности при системе привода с двигателем постоянного тока будет изображена диаграммой мощности на валу подъемного двигателя (см. рис. 5.22) с учетом потерь в двигатель-генераторной группе и в самом подъемном двигателе. Площадь диаграммы мощности на валу подъемного двигателя даст энергию W (кВт·с), потребляемую на его валу.

Энергия, потребляемая на шинах электроподстанции на 1 т поднимаемого груза (кВт·ч/т),

$$W_T = \frac{k_{м.т} 1000 W}{3,6 \eta_d \eta_{п.ч} \eta_{д.ч} \eta_{в} \eta_{с} Q_{п}},$$

где $k_{м.т}$ — коэффициент, учитывающий расход энергии во время маневров и при торможении; $\eta_d = 0,92 \div 0,96$ — к. п. д. подъемного двигателя; $\eta_{п.ч} = 0,93 \div 0,94$ — к. п. д. пускового генератора; $\eta_{д.ч} = 0,9$ — к. п. д. двигателя двигатель-генераторной группы; $\eta_v = 0,97$ — к. п. д. возбуждения (к. п. д. генератора возбуждения $\approx 0,85$).

Расход энергии на 1 т поднимаемого груза, на 1 т·км и за 1 год определяется так же, как и при асинхронном двигателе.

5.4.3. Коэффициенты полезного действия подъемной установки и машины

Коэффициент полезного действия подъемной установки с асинхронным двигателем зависит от диаграмм скоростей и ускорений. Чем больше продолжительность первого периода, тем больше потери в реостате. Точно так же, чем длиннее период t_3 при отрицательных или очень малых положительных усилиях, тем больше расход энергии. Помимо указанного, заметим, что система подъема также оказывает влияние на потребляемую энергию. При уравновешенной системе потребление электроэнергии меньше, чем при неуравновешенной.

Установки с асинхронным двигателем просты, однако автоматизация таких установок сложнее системы Г—Д. Применяют также установки с двумя двигателями, работающими на один вал; при этом общая мощность их повышается до 1600 кВт.

При работе с нескольких горизонтов иногда приходится применять два двигателя, развивающих различные частоты вращения, которые требуются при увеличении глубины шахты. Двигатели желательно выбирать так, чтобы они при разной мощности имели одинаковые габариты, что важно при последующей замене.

К. п. д. всей установки

$$\eta_y = \omega_0 / \omega = \omega_{01} / \omega_1;$$

к. п. д. только подъемной машины

$$\eta_{п. м} = k\eta_y,$$

где k — коэффициент, учитывающий вредные сопротивления в стволе, трение в подшипниках копроовых шкивов и барабанов, жесткость каната.

5.4.4. Пример расчета подъемной установки

Расчет грузовой двухклетевой подъемной установки. Заданы: годовая производительность шахты $A_r = 185000$ м³ медной руды и 15000 м³ породы; глубина шахты $H_{ш} = 280$ м; число одновременно работающих горизонтов — 1; высота эстакады $h_э = 9$ м; число выдачных смен — 3; число рабочих дней в году $b = 300$; околоствольный двор — двусторонний; срок существования рудника — 25 лет.

1. Выбор величины полезного груза. 1. Часовая добыча

$$Q_{ч} = \frac{c(A_r + a_n)}{bt} = \frac{1,25(185\,000 + 15\,000)}{300 \cdot 17} = 49,02 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $c = 1,25$; $t = 17$ ч (3 смены по 6 ч, из них 20 мин в каждую смену осмотр и передача смены).

2. Величину полезного груза рассчитываем по формуле проф. В. И. Киселева

$$Q' = 5,7Q_{ч}\rho\sqrt[4]{H_{ш} + h_э} = 5,7 \cdot 2,5 \cdot 49,02\sqrt[4]{280 + 9} = 2880,10 \text{ кг},$$

где $\rho = 2,5$ т/м³ — плотность руды.

3. Следовательно, принимаем клеть 1УКН2,55-1, для которой $Q = 3000$ кг, $Q_m = k_k Q = 0,7 \cdot 3000 = 2100$ кг, где k_k — коэффициент тары клетки [21].

Внутренний размер клетки 2550×1020 мм, полная высота с прицепным устройством $h_{п. с} = 5,6$ м. Расстояние между осями каната $S = 2100$ мм. Мертвая масса вагонетки $q_m = k_b Q =$

$=0,89 \cdot 3000 = 2670$ кг, где $k_v = 0,89$ — коэффициент тары вагонетки.

II. Расчет каната. 1. Высота копра $H_k = h_a + h_{п.с} + h_n + \frac{1}{4} D_{ш} = 9 + 5,6 + 6 + 0,75 = 21,35$ м, где $h_{п.с} = 5,6$ — высота клетки вместе с прицепным устройством, м; $h_n = 6$ — высота переподъема, м; $\frac{1}{4} D_{ш}$ — принимаем ориентировочно равной 0,75 м.

Принимаем округленно $H_k = 25$ м.

2. Длина отвеса

$$H_0 = H_{ш} + H_k = 280 + 25 = 305 \text{ м.}$$

3. Полная концевая нагрузка

$$Q_n = Q + Q_m + q_m = 3000 + 2100 + 2670 = 7770 \text{ кг}$$

4. Канат рассчитывается по формуле (5.6). Поскольку подъем грузовой, по ПБ $m \geq 6,5$; принимаем $m = 7$, тогда

$$p_k = \frac{Q_{нг}}{\frac{\delta_v}{0,9m} - gH_0} = \frac{7770 \cdot 9,81}{\frac{180000}{0,9 \cdot 7} - 9,81 \cdot 305} = 3,045 \text{ кг/м,}$$

где $\delta_v = 180000 \text{ Н/см}^2$.

По ГОСТ 3085—69 выбираем канат $p_k = 3,055 \text{ кг/м}$, $d = 32$ мм, $\delta = 2,1$ мм — 6 проволок $\delta = 2,00$ мм — 108 проволок и $\delta = 0,85$ — 36 проволок, $Q_z = 566500 \text{ Н}$.

Проверяем на действительный запас прочности по формуле

$$m = \frac{Q_z}{(Q_n + p_k H_0) g} = \frac{566500}{(7770 + 3,055 \cdot 305) \cdot 9,81} = 6,63,$$

т. е. канат удовлетворяет ПБ.

III. Определением размеров шкивов и барабанов. Согласно ПБ, $D_{ш} \geq 80$; $D_{ш} \geq 80 \cdot 32 = 2560$ мм. Предварительно принимаем $D_{ш} = 3$ м. Диаметр барабана определяется из тех же условий, поэтому принимаем $D_6 = 3$ м. Ширина барабана (принимаем подъемную машину с двумя барабанами) по формуле (5.7)

$$B = \left(\frac{H + h_3}{\pi D_6} + 3 \right) (d + e) = \left(\frac{289 + 30}{3,14 \cdot 3,0} + 3 \right) (32 + 2) = 1252,8 \text{ мм,}$$

где $H = H_{ш} + h_3 = 280 + 9 = 289$ м; $e = 2$ мм; $h_3 = 30$ м.

Окончательно принимаем двухбарабанную подъемную машину 2ЦЗ×1,5 с параметрами $D_6 = 3$ м, $B = 1,5$ м и $a = 600$ мм.

IV. Расположение подъемной установки относительно ствола шахты. 1. Определяем величину b по формуле

$$b \geq 0,6 H_k + 3,5 + D_6 = 0,6 \cdot 25 + 3,5 + 3,0 = 21,5 \text{ м.}$$

2. Определяем длину струны каната. Принимаем $b=30$ м.

$$L_S = \sqrt{\left(b - \frac{D_{\text{ш}}}{2}\right)^2 + (H_{\text{к}} - c)^2} = \\ = \sqrt{\left(30 - \frac{3}{2}\right)^2 + (25 - 1)^2} = 37,3 \text{ м,}$$

где $c=1$ м.

3. Углы девиации

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{2B - S + a}{2L_S} = \frac{2 \cdot 1,5 - 2,1 + 0,6}{2 \cdot 37,3} = 0,0201; \\ \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{S - a}{2L_S} = \frac{2,1 - 0,6}{2 \cdot 37,6} = \frac{1,5}{75,2} = 0,0197.$$

откуда $\alpha_1 = 1^\circ 10'$ и $\alpha_2 = 1^\circ 6'$, оба угла удовлетворяют нормам.

4. Угол наклона струны к горизонту

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{H_{\text{к}} - c}{b - \frac{D_{\text{ш}}}{2}} = \frac{25 - 1}{30 - \frac{3}{2}} = 0,842,$$

откуда $\varphi = 40^\circ$, угол наклона также удовлетворяет нормам.

V. Кинематика подъема. 1. Число подъемов в 1 ч

$$n_p = \frac{Q_{\text{ч}}}{Q} = \frac{49,02 \cdot 2,5}{3,0} = \sim 41.$$

2. Полное время на один подъем

$$T_1 = \frac{3600}{n_p} = \frac{3600}{41} = 87,81 \text{ с.}$$

Принимаем паузу $\theta = 27,81$ с; получаем чистое время одного подъема

$$T = T_1 - \theta = 87,81 - 27,81 = 60 \text{ с.}$$

3. Расчет элементов кинематики будем вести, как было указано в параграфе 5.3.4, задаваясь максимальной скоростью v_{max} и ускорением в первом периоде a_1 . Предварительный подбор скорости производим в следующем порядке. Требуемая ориентировочная скорость

$$v_{\text{max}} = \alpha v_{\text{ср}} = 1,2 \cdot \frac{289}{60} = 5,78 \text{ м/с.}$$

Передаточные числа редукторов: $i = 10,5; 11,5; 20$ и 30 , тогда частота вращения вала барабана подъемной машины

$$n_6 = \frac{60 v_{\text{max}}}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 5,78}{3,14 \cdot 3,0} = 36,8 \text{ мин}^{-1}.$$

Необходимая частота вращения привода подъемной машины $n = in_6$, тогда $n_1 = 10,5 \cdot 36,8 = 387 \text{ мин}^{-1}$; $n_2 = 11,5 \cdot 36,8 = 423,2 \text{ мин}^{-1}$; $n_3 = 20 \cdot 36,8 = 736 \text{ мин}^{-1}$; $n_4 = 30 \cdot 36,8 = 1104 \text{ мин}^{-1}$.

Мощность электродвигателя приходится определять ориентировочно по формуле (5.57)

$$N = \frac{kQH\rho g}{1000T\eta_{\Sigma} \cdot n_0} = \frac{1,25 \cdot 3000 \cdot 289 \cdot 1,4 \cdot 9,81}{1000 \cdot 60 \cdot 0,85 \cdot 1,0} = 291,85 \text{ кВт.}$$

По этим частотам вращения надо подобрать (по каталогу) частоту вращения электродвигателя в соответствии с его мощностью.

Останавливаемся на $n = 750 \text{ мин}^{-1}$; $N = 320 \text{ кВт}$; $V = 6 \text{ кВ}$. Тип АО-13-42-8, 13 габарит, $J = 4860 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$, $i = 20$, тогда

$$v_{\max} = \frac{\pi D_6 n}{60i} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 750}{60 \cdot 20} = 5,89 \text{ м/с.}$$

При выборе ускорения надо исходить из более полного использования перегрузочной способности двигателя. Учитывая предыдущее, принимаем $v_{\max} = 5,89 \text{ м/с}$; $a_1 = 0,5 \text{ м/с}^2$.

Диаграмму скоростей примем трехпериодную трапецеидальную (так как принят асинхронный двигатель); тогда

$$t_1 = \frac{v_{\max}}{a_1} = \frac{5,89}{0,5} = 11,78 \text{ с}; \quad t_2 = \frac{2H}{v_{\max}} - T = \frac{2 \cdot 289}{5,89} - 60 = 38,13 \text{ с}; \quad t_3 = T - t_2 - t_1 = 10,09 \text{ с};$$

$$a_3 = v_{\max}/t_3 = 5,89/10,09 = 0,584 \text{ м/с}^2.$$

По этим данным строим диаграмму скоростей и ускорений.

4. Пути, проходимые клетью в отдельные периоды,

$$h_1 = v_{\max} t_1 / 2 = 5,89 \cdot 11,78 / 2 = 34,69 \text{ м};$$

$$h_2 = v_{\max} t_2 = 5,89 \cdot 38,13 = 224,59 \text{ м};$$

$$h_3 = \frac{v_{\max} t_3}{2} = \frac{5,89 \cdot 10,09}{2} = 29,71 \text{ м.}$$

Произведем проверку по формуле

$$H = h_1 + h_2 + h_3 = 34,69 + 224,59 + 29,71 = 288,995 \text{ м.}$$

Следовательно, расчет произведен правильно, так как $H = 289 \text{ м}$.

VI. Динамика подъема. 1. Определение суммы приведенных масс. Согласно формуле (5.53), имеем

$$\begin{aligned} \sum m &= Q + 2Q'_m + 2P'_k + 2m'_ш + Zm'_6 + m'_p + m'_{\Sigma.п} = \\ &= 3000 + 2 \cdot 4770 + 2 \cdot 400,56 + 2 \cdot 810 + 2 \cdot 2200,5 + \\ &\quad + 22400 + 5500 = 46862 \text{ кг,} \end{aligned}$$

где $\bar{Q}_M' = \bar{Q}_M + q_M$.

$$P_K = p_K L_n = 3,055 \cdot 400,56 = 1223,7 \text{ кг};$$

$$L_n = H_0 + L_S + l_3 + 3\pi D_6 = 305 + 37,3 + 30 +$$

$$+ 3 \cdot 3,14 \cdot 3 = 400,56 \text{ м};$$

$m_{ш}'$ — находим по формуле акад. М. М. Федорова:

$$m_{ш}' = 90 D_{ш}^2 = 90 \cdot 3^2 = 810 \text{ кг}.$$

Приведенную массу барабана определяем по формуле акад. М. М. Федорова:

$$m_6' = (132 + 75B) D_6^2 = (132 + 75 \cdot 1,5) 3^2 = 2200,5 \text{ кг}.$$

Приведенную массу ротора определяем по формуле (5.56)

$$m_p' = \frac{(GD)_p^2}{g D_6^2} i^2 = \frac{4860 \cdot 20^2}{9,81 \cdot 3^2} = 22400 \text{ кг}.$$

Приведенную массу зубчатой передачи принимаем $m'_{з.п} = 0,25 \cdot m_p' = 0,25 \cdot 22400 = 5500 \text{ кг}.$

2. Определение усилий на ободе барабана (5.52) при $R = 1,2$

$$F = [rQ + p_K (H - 2x)] g + \Sigma ma.$$

В начале подъема $x = 0$, $a = a_1 = 0,5 \text{ м/с}^2$; тогда

$$F_1 = (1,2 \cdot 3000 + 3,055 \cdot 289) 9,81 + 0,5 \cdot 46862 = 67408 \text{ Н}.$$

В конце первого периода $x = h_1 = 34,69 \text{ м}$, $a = a_1 = 0,5 \text{ м/с}^2$; тогда

$$F_1' = [1,2 \cdot 3000 + 3,055 (289 - 2 \cdot 34,69)] 9,81 +$$

$$+ 0,5 \cdot 46862 = 65329 \text{ Н}.$$

В начале второго периода $x = h_1 = 34,69 \text{ м}$; $a = 0$;

$$F_2 = [1,2 \cdot 3000 + 3,055 (289 - 2 \cdot 34,69)] 9,81 = 41898 \text{ Н}.$$

В конце второго периода $x = h_1 + h_2 = 34,69 + 224,59 = 259,28 \text{ м}$; $a = 0$; $F_2' = [1,2 \cdot 3000 + 3,055 (289 - 2 \cdot 259,28)] 9,81 = 28436 \text{ Н}.$

В начале третьего периода $x = h_1 + h_2 = 259,28 \text{ м}$; $a = a_3 = -0,584 \text{ м/с}^2$;

$$F_3 = [1,2 \cdot 3000 + 3,055 (289 - 2 \cdot 259,28)] 9,81 -$$

$$- 0,584 \cdot 46862 = 1080,3 \text{ Н}.$$

В конце подъема $x = H = 289 \text{ м}$; $a = a_3 = -0,584 \text{ м/с}^2$; $F_3' =$
 $= (1,2 \cdot 3600 - 3,055 \cdot 289) 9,81 - 0,584 \cdot 46862 = -702,2 \text{ Н}.$

4. Определение мощностей на валу барабана:

$$N = \frac{F v_{\max}}{1000};$$

$$N_1 = 0; \quad N'_1 = \frac{F'_1 v_{\max}}{1000} = \frac{65329 \cdot 5,89}{1000} = 385 \text{ кВт};$$

$$N_2 = \frac{F_2 v_{\max}}{1000} = \frac{41898 \cdot 5,89}{1000} = 247 \text{ кВт};$$

$$N'_2 = \frac{F'_2 v_{\max}}{1000} = \frac{28436 \cdot 5,89}{1000} = 168 \text{ кВт};$$

$$N_3 = \frac{F_3 v_{\max}}{1000} = \frac{1080,3 \cdot 5,89}{1000} = 6,36 \text{ кВт};$$

$$N'_3 = 0.$$

VII. Определение мощности двигателя и выбор его по каталогу.

1. Определение эффективного усилия

$$F_3 = \sqrt{\frac{\Sigma F^2 t}{T + \frac{1}{3} \theta}} = \sqrt{\frac{99628 \cdot 10^6}{60 + \frac{1}{3} 27,81}} = 37920 \text{ Н},$$

где $\Sigma F^2 t$ найдена по формуле

$$\begin{aligned} \Sigma F^2 t &= \frac{F_1^2 + F_1'^2}{2} t_1 + \frac{F_2^2 + F_2 F_2' + F_2'^2}{3} t_2 + F_3^2 t_3 = \\ &= \frac{67402^2 + 65329^2}{2} \cdot 11,78 + \frac{41898^2 + 41898 \cdot 28436 + 28436^2}{3} \times \\ &\quad \times 38,13 + 1080^2 \cdot 10,09 = 99628,8 \cdot 10^6. \end{aligned}$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_3 = \frac{F_3 v_{\max}}{1000 \eta_{3, \text{м}}} = \frac{37920 \cdot 5,89}{1000 \cdot 0,85} = 263 \text{ кВт}.$$

Принимаем ранее выбранный электродвигатель типа АО-13-42-8, $N_{\text{ном}} = 320 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ мин}^{-1}$, $U = 6 \text{ кВ}$.

2. Номинальное усилие двигателя

$$F_{\text{ном}} = \frac{N_{\text{ном}} 1000 \eta_{3, \text{п}}}{v_{\max}} = \frac{320 \cdot 1000 \cdot 0,85}{5,89} = 46180 \text{ Н}.$$

3. Проверяем на перегрузку:
по нормальной диаграмме усилий

$$\psi = F_1 / F_{\text{ном}} = 67408 / 46180 = 1,46.$$

При подъеме верхней груженой клетки, когда нижняя стоит на кулаках,

$$F_{э.г} = (kQ + Q_m + q_m)g = (1,25 \cdot 3000 + 2100 + 2670)9,81 = 83581 \text{ Н};$$

$$\gamma_s = F_{э.г}/F_{ном} = 83581/46180 = 1,81;$$

вытаскивание порожней клетки

$$F_{э.п} = [(k - 1)Q + Q_m + p_k H]g = (0,25 \cdot 3000 + 2100 + 3,055 \cdot 289)9,81 = 36620 \text{ Н};$$

$$\gamma_{э.п} = 36620/46180 = 0,793.$$

Как видим, все перегрузки в допустимых пределах.

VIII. Определение расхода электроэнергии. 1. Полезный расход электроэнергии на один подъем

$$\omega_0 = \frac{QH}{1000 \cdot 3600} = \frac{29430 \cdot 289}{1000 \cdot 3600} = 2,36 \text{ кВт} \cdot \text{ч};$$

на 1 т

$$\omega_{01} = \omega_0/Q = 2,36/3,0 = 0,787 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т} \text{ (здесь } Q \text{ в тоннах)}.$$

2. Действительный расход электроэнергии на один подъем по формуле (5.71, а)

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{V_{\max} \Sigma F t}{1000 \cdot 3600 \eta_{э.п} \eta_m} = \frac{5,89 \cdot 2133601}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,85 \cdot 0,92} = 4,464 \text{ кВт} \cdot \text{ч}; \\ \Sigma F t &= \frac{F_1 + F'_1}{2} t_1 + \frac{F_2 + F'_2}{2} t_2 + F_3 t_3 = \\ &= \frac{67402 + 65329}{2} 11,78 + \frac{41898 + 28436}{2} 38,13 + 1080 \cdot 10,09 = 2133601. \end{aligned}$$

Действительный расход электроэнергии на 1 т

$$\omega_1 = \omega/Q = 4,464/3,0 = 1,49 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}.$$

3. Годовой расход электроэнергии

$$W_r = \omega_1 (A_r + a_n) + \omega' = 1,49 (462500 + 37500) + 103369 = 848369 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}.$$

Расход энергии на вспомогательные операции примем равным 0,15 от расхода электроэнергии на подъем груза

$$\omega' = 0,15 W_r = 0,15 \cdot 689125 = 103369 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

4. Действительный расход электроэнергии на 1 т · км

$$\omega_{ткм} = \frac{\omega_1 \cdot 1000}{H} = \frac{1,49 \cdot 1000}{289} = 5,16 \text{ кВт} \cdot \text{ч/(т} \cdot \text{км)}.$$

5. К. п. д. всей установки

$$\eta_y = \omega_0 / \omega = 2,36/4,464 = 0,529.$$

К. п. д. только подъемной установки

$$\eta_{п.у} = r\eta_y = 1,2 \cdot 0,529 = 0,635.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Алексеев В. В.* Рудничные насосные, вентиляторные и пневматические установки. М., Недра, 1983.
2. *Алексеев В. В., Гланц А. А.* Оптимизация работы геологоразведочного пневматического оборудования. М., Недра, 1982.
3. *Алексеев В. В., Гланц А. А.* Экономия топливно-энергетических ресурсов в геологоразведочных организациях. М., Недра, 1986.
4. *Брусиловский И. В.* Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. Недра, 1983.
5. *Гидравлика и гидропривод*/В. Г. Гейер, В. С. Дулии, А. Г. Боруменский, А. Н. Заря. М., Недра, 1981.
6. *Гланц А. А., Алексеев В. В.* Справочник механика геологоразведочных работ. М., Недра, 1987.
7. *Гриневич В. В., Дрободенко В. П., Хныкин В. Ф.* Гидромеханизация производственных процессов разработки россыпных месторождений Северо-Востока. Магадан. Книжное изд-во, 1981.
8. *Картавый Н. Г.* Стационарные машины. М., Недра, 1981.
9. *Кривченко Г. И.* Гидравлические машины. М., Энергия, 1980.
10. *Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е.* Техническая термодинамика. М., Энергия, 1980.
11. *Малюшенко В. В., Михайлов А. К.* Энергетические насосы. М., Энергоиздат, 1981.
12. *Нурок Г. А.* Процессы и технология гидромеханизации открытых горных работ. М., Недра, 1980.
13. *Правила 28—64.* Измерение расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. М., Изд-во стандартов, 1981.
14. *Проектирование и эксплуатация шахтных систем кондиционирования воздуха.* Под общей ред. Ю. А. Цейтлина. М., Недра, 1983.
15. *Попов В. М.* Рудничные водоотливные установки. М., Недра, 1983.
16. *Рис В. Ф.* Центробежные компрессорные машины. М., Машгиз, 1981.
17. *Сакун П. А.* Винтовые компрессоры. М., Машгиз, 1980.
18. *Смолдырев А. Е.* Гидро- и пневмотранспорт в металлургии. М., Металлургия, 1985.
19. *Справочник инженера по бурению геологоразведочных скважин.* Под общей ред. Е. А. Козловского. М., Недра, 1984.
20. *Справочник энергетика геологоразведочных организаций*/В. В. Алексеев, А. А. Гланц, А. П. Жернаков, С. И. Наугольников. М., Недра, 1981.
21. *Стационарные установки шахт.* Под общей ред. Б. Ф. Братченко. М., Недра, 1981.
22. *Френкель М. И.* Поршневые компрессоры. Л., Машиностроение, 1981.
23. *Хаджигов Р. Н., Бутаков С. А.* Горная механика. М., Недра, 1982.
24. *Холодильные компрессоры*/Под общей ред. А. В. Быкова. М., Легкая и пищевая промышленность, 1981.
25. *Шахтные вентиляторные установки главного проветривания*/Г. А. Бабак, К. П. Бочаров, А. Т. Волохев и др.—М., Недра, 1982.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Введение	5
1. Общие вопросы теории водоотливных, вентиляторных и пневматических установок	9
1.1. Общие сведения о машинах для перемещения текучего	9
1.1.1. Классификация гидравлических машин для транспортирования текучего	9
1.1.2. Устройство и принцип действия турбомашин и объемных машин	10
1.2. Внешняя сеть водоотливной, вентиляторной и пневматической установок	16
1.2.1. Затраченная работа на перемещение единицы массы (или объема) текучего	16
1.2.2. Общее уравнение установок	19
1.2.3. Характеристики внешней сети	22
1.3. Основы теории турбомашин	24
1.3.1. Кинематика потока в турбомашинах	24
1.3.2. Основное уравнение турбомашин	25
1.3.3. Циркуляция вокруг лопаток турбомашин	28
1.3.4. Теоретические характеристики турбомашин	29
1.3.5. Действительные характеристики турбомашин	31
1.4. Подобие турбомашин и работа их на внешнюю сеть	34
1.4.1. Подобие турбомашин	34
1.4.2. Законы подобия и условия пропорциональности	36
1.4.3. Безразмерные и универсальные характеристики турбомашин	38
1.4.4. Регулирование подачи турбомашин	41
2. Рудничные насосные установки	47
2.1. Рудничные лопастные насосные установки	47
2.1.1. Назначение и определения	47
2.1.2. Классификация насосов	48
2.1.3. Схемы устройства и принцип действия лопастных насосов	50
2.1.4. Основные параметры насосов	54
2.1.5. Графические характеристики насосов	60
2.1.6. Аналитические характеристики насосов	62
2.1.7. Кавитация в лопастных насосах. Предельно допустимая высота всасывания	66
2.1.8. Осевая нагрузка на рабочее колесо центробежного насоса	70
2.1.9. Влияние внешнего угла наклона лопатки на характеристику лопастных насосов	72
2.1.10. Характеристика трубопровода и фактическая подача насоса	76
2.1.11. Параллельная и последовательная работа насосов	78
2.2. Объемные насосы	81
2.2.1. Классификация объемных насосов	81
2.2.2. Классификация поршневых насосов	83
2.2.3. Работа и мощность поршневого насоса	86
2.2.4. Винтовые насосы	87
2.2.5. Шестеренные насосы	89
2.3. Специальные насосы	90
2.3.1. Грунтовые насосы	90
2.3.2. Струйные насосы	93

2.3.3. Воздушный водоприемник (эрлифт)	97
2.3.4. Методика определения подачи эрлифтов, применяемых при подземном выщелачивании	101
2.3.5. Глубинные насосы	105
2.3.6. Гидромониторы и насадки	108
2.4. Конструкции насосов	110
2.4.1. Секционные центробежные насосы	110
2.4.2. Консольные насосы	114
2.4.3. Насосы двустороннего входа	115
2.4.4. Центробежные насосы со спиральным отводом (спиральные)	117
2.4.5. Глубинные центробежные насосы	122
2.4.6. Насосы в кислотоупорном исполнении	124
2.4.7. Грунтовые насосы	125
2.4.8. Поршневые и плунжерные буровые насосы	126
2.5. Эксплуатация водоотливных установок	129
2.5.1. Схемы стационарного водоотлива	130
2.5.2. Рудничные водоотливные установки	131
2.5.3. Рудничные трубопроводы и арматура	136
2.5.4. Шахтные водосборники	139
2.5.5. Электрооборудование водоотливных установок	140
2.5.6. Исследование работы водоотливных установок	143
2.6. Проектирование водоотливных установок	144
2.6.1. Методика расчета водоотливных установок	144
2.6.2. Расчет рудничной водоотливной установки	149

3. Рудничные пневматические установки 154

3.1. Основные положения термодинамики газов	154
3.1.1. Параметры состояния воздуха	154
3.1.2. Первый закон термодинамики	155
3.1.3. Параметры газа. Энтальпия и энтропия	156
3.1.4. Удельная теплоемкость газов	157
3.1.5. Энтропийная диаграмма	158
3.2. Процессы сжатия воздуха в компрессорах	160
3.2.1. Изохорный процесс сжатия	160
3.2.2. Изобарный процесс сжатия	161
3.2.3. Изотермический процесс сжатия	162
3.2.4. Адиабатный процесс сжатия	163
3.2.5. Политропный процесс сжатия	165
3.3. Поршневые компрессоры	167
3.3.1. Принципиальная схема и принцип действия	167
3.3.2. Теоретический рабочий процесс одноступенчатого поршневого компрессора	168
3.3.3. Действительный цикл в поршневом компрессоре	173
3.3.4. Многоступенчатое сжатие в поршневом компрессоре	182
3.3.5. Основные параметры работы компрессора	187
3.3.6. Регулирование производительности поршневых компрессоров	190
3.3.7. Классификация и типы поршневых компрессоров	195
3.4. Ротационные компрессоры	205
3.4.1. Принцип действия ротационных компрессоров	205
3.4.2. Производительность и мощность ротационных компрессоров	208
3.4.3. Конструкции ротационных компрессорных станций	211
3.4.4. Регулирование производительности ротационных компрессоров	216
3.5. Центробежные компрессоры	218
3.5.1. Классификация и принцип работы центробежных компрессоров	218
3.5.2. Процесс сжатия в центробежном компрессоре	220
3.5.3. Основные зависимости центробежного компрессора	221
3.5.4. Характеристики и конструкции центробежных компрессоров	224

3.5.5. Регулирование основных параметров работы центробежных компрессоров	227
3.6. Воздухопроводные сети и вспомогательное оборудование компрессорных станций	232
3.6.1. Потери энергии при транспортировании воздуха	233
3.6.2. Влияние охлаждения сжатого воздуха и падения давления в сети на потери энергии	235
3.6.3. Общий к. п. д. пневмосети	238
3.6.4. Конденсация влаги и масла по длине трубопровода сжатого воздуха	238
3.6.5. Вспомогательное оборудование компрессорной станции	240
3.7. Потребители пневматической энергии	247
3.7.1. Типы потребителей пневматической энергии	247
3.7.2. Теоретический рабочий процесс поршневого двигателя	249
3.7.3. Действительные индикаторные диаграммы	251
3.7.4. Особенности работы пневмодвигателей при различном атмосферном давлении	253
3.7.5. Основные показатели работы пневмодвигателя	255
3.7.6. Рабочий процесс и основные показатели работы турбинного двигателя	256
3.8. Эксплуатация и испытания компрессорных установок на рудниках	258
3.8.1. Эксплуатация поршневых компрессорных установок	258
3.8.2. Влияние пульсирующего потока воздуха на работу поршневого компрессора	262
3.8.3. Электрооборудование компрессорных установок	265
3.8.4. Работа рудничных компрессорных установок в высокогорных районах	266
3.8.5. Испытание поршневых компрессоров	267
3.9. Проектирование и повышение эффективности работы рудничных пневматических установок	270
3.9.1. Определение расхода воздуха в пунктах потребления	270
3.9.2. Расчет простого участка пневмосети	271
3.9.3. Проектирование сложной пневматической сети	273
3.9.4. Эксергетический метод анализа компрессорных установок	280
3.9.5. Повышение эффективности работы рудничных пневматических установок	282

4. Рудничные вентиляторные установки 285

4.1. Рудничные центробежные и осевые вентиляторы	285
4.1.1. Общие сведения	285
4.1.2. Классификация вентиляторных установок	286
4.1.3. Параметры вентилятора	287
4.1.4. Типы центробежных вентиляторов. Основные параметры и техническая характеристика	290
4.1.5. Конструкции осевых вентиляторов для главного и местного проветривания	293
4.2. Характеристики сетей вентиляторных установок	298
4.2.1. Способы вентиляции рудников	298
4.2.2. Эквивалентное отверстие рудника	299
4.2.3. Естественная тяга воздуха в рудниках	301
4.2.4. Действительные характеристики вентиляционных сетей	302
4.3. Регулирование вентиляторных установок	303
4.3.1. Регулирование подачи центробежных вентиляторов	303
4.3.2. Регулирование подачи осевых вентиляторов	307
4.3.3. Реверсирование потока воздушной струи	310
4.4. Испытание вентиляторов	311
4.4.1. Влажность воздуха	311
4.4.2. Измерительные приборы	312
4.4.3. Промышленные испытания вентиляторов	316

4.5. Кондиционирование рудничного воздуха	319
4.5.1. Краткие сведения о кондиционировании воздуха	320
4.5.2. Стационарные холодильные машины	324
4.5.3. Передвижные кондиционеры	327
4.6. Эксплуатация и проектирование вентиляторных установок	329
4.6.1. Эксплуатация вентиляторных установок	329
4.6.2. Расположение вентиляторов в здании относительно ствола шахты	330
4.6.3. Электрооборудование вентиляторных установок	331
4.6.4. Калориферные установки	333
4.6.5. Проектирование главных вентиляторных установок	335
4.6.6. Выбор вентиляторов местного проветривания	338
5. Рудничные подъемные установки	344
5.1. Механическая часть подъемных установок	344
5.1.1. Устройство рудничных подъемных установок	344
5.1.2. Подъемные сосуды	346
5.1.3. Подъемные канаты	358
5.1.4. Направляющие шквы, копры	364
5.1.5. Органы навивки подъемных машин	366
5.1.6. Тормозные устройства	372
5.1.7. Редукторы подъемных машин	374
5.2. Расположение подъемной установки и выбор основных величин при проектировании подъема	375
5.2.1. Расположение подъемной установки относительно ствола шахты	375
5.2.2. Выбор полезного груза	378
5.2.3. Выбор продолжительности движения подъемных сосудов и максимальной скорости	380
5.3. Кинематика и динамика подъемной установки с постоянным радиусом навивки	382
5.3.1. Общее динамическое уравнение подъемной установки	382
5.3.2. Динамическое уравнение подъемной установки с постоянным радиусом навивки	383
5.3.3. Определение суммы приведенных масс и мощности двигателя	385
5.3.4. Кинематика и динамика клетового подъема	386
5.3.5. Кинематика и динамика скипового подъема	394
5.4. Мощность двигателя, расход электроэнергии и к. п. д. подъемной установки	400
5.4.1. Мощность двигателя	400
5.4.2. Расход электроэнергии	402
5.4.4. Коэффициенты полезного действия подъемной установки и машины	404
5.4.4. Пример расчета подъемной установки	405
Список литературы	412

