



В. В. БИРЮКОВ, А. А. ШТАНГ

ОБОРУДОВАНИЕ НЕФТЕГАЗОВЫХ ПРОИЗВОДСТВ



Учебники НГТУ

Серия основана в 2001 году



РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ СЕРИИ «УЧЕБНИКИ НГТУ»

д-р техн. наук, проф. (председатель) *А.А. Батаев*

д-р техн. наук, проф. (зам. председателя) *Г.И. Расторгуев*

д-р техн. наук, проф. *А.Г. Вострецов*

д-р техн. наук, проф. *А.А. Воевода*

д-р техн. наук, проф. *В.А. Гридчин*

д-р техн. наук, проф. *В.И. Денисов*

д-р физ.-мат. наук, проф. *В.Г. Дубровский*

д-р экон. наук, проф. *К.Т. Джурабаев*

д-р филос. наук, проф. *В.И. Игнатьев*

д-р филос. наук, проф. *В.В. Крюков*

д-р техн. наук, проф. *Н.В. Пустовой*

д-р техн. наук, проф. *Х.М. Рахимьянов*

д-р филос. наук, проф. *М.В. Ромм*

д-р техн. наук, проф. *Ю.Г. Соловейчик*

д-р физ.-мат. наук, проф. *В.А. Селезнев*

д-р техн. наук, проф. *А.А. Спектор*

д-р техн. наук, проф. *А.Г. Фишов*

д-р экон. наук, проф. *М.В. Хайруллина*

д-р техн. наук, проф. *А.Ф. Шевченко*

д-р техн. наук, проф. *Н.И. Щуров*

В. В. БИРЮКОВ, А. А. ШТАНГ

ОБОРУДОВАНИЕ НЕФТЕГАЗОВЫХ ПРОИЗВОДСТВ



НОВОСИБИРСК

2 0 1 6

УДК 622.276/279.05(075.8)

Б 649

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор *Д.Л. Калужский*

д-р техн. наук, профессор *Е.Г. Порсев*

д-р техн. наук, профессор *В.Н. Аносов*

Бирюков В.В.

Б 649 Оборудование нефтегазовых производств : учебник / В.В. Бирюков, А.А. Штанг. – Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2016. – 514 с. (Серия «Учебники НГТУ»).

ISBN 978-5-7782-3009-5

Излагаются общие вопросы подготовки, транспортировки и хранения нефтепродуктов и газов.

Приводятся краткие сведения из теории физического состояния жидкостей и газов, учёта их свойств при выборе оборудования для транспортировки.

Рассматриваются схемы технологических установок по сбору и подготовке к транспортировке нефти и газа, излагаются принципы расчёта параметров используемого для этого оборудования.

Приводятся примеры расчётов по выбору оборудования трубопроводов для транспортировки нефтепродуктов и газа.

Предназначен для студентов бакалавриата и магистратуры по направлению «Автоматизация технологических процессов и производств», а также инженерно-технических работников, занимающихся проектированием трубопроводов для транспортировки нефтепродуктов и газа.

УДК 622.276/279.05(075.8)

ISBN 978-5-7782-3009-5

© Бирюков В.В., Штанг А.А., 2016
© Новосибирский государственный
технический университет, 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	9
Раздел 1. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДОБЫЧИ И ТРАНСПОРТИРОВКИ НЕФТИ	15
Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ	17
1.1. Краткая историческая справка о развитии и современном состоянии насосо-, вентиляторо- и компрессоростроения	23
1.2. Основные понятия и определения	27
1.3. Гидроаэродинамика нагнетателей. Уравнение Л. Эйлера.....	40
1.4. Влияние конечного количества лопастей и величины их выходного угла на напор	45
1.5. Характеристики нагнетателей: индивидуальные, универсальные, совмещённые	52
Глава 2. НАСОСЫ	61
2.1. Классификация насосов	61
2.2. Центробежный насос	61
2.3. Характеристики центробежных насосов.....	78
2.4. Последовательная и параллельная работа центробежных насосов	84
2.5. Подобие насосов	91
2.6. Кавитация: сущность явления, причины и признаки возникновения	98
2.7. Регулирование производительности центробежных насосов	106



2.8. Определение основных параметров центробежного насоса	115
Глава 3. ОСЕВЫЕ, РОТОРНЫЕ И ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ.....	127
3.1. Устройство и область применения осевых насосов.....	127
3.2. Основы проектирования осевых насосов.....	131
3.3. Устройство и область применения роторных насосов	148
3.4. Устройство и область применения вихревых насосов	158
3.5. Принцип действия и характеристики поршневых насосов	167
Глава 4. ВЕНТИЛЯТОРЫ	179
4.1. Принцип действия и характеристики центробежных венти- ляторов	179
4.2. Типы и конструктивное исполнение центробежных венти- ляторов	186
4.3. Влияние механических примесей на работу вентилятора	189
Глава 5. СРЕДСТВА ТРАНСПОРТИРОВКИ НЕФТИ И НЕФТЕПРОДУКТОВ	191
5.1. Общая характеристика средств транспортировки нефти и нефтепродуктов	191
5.2. Трубопроводный транспорт: классификация, схемы пере- качки, трассы и профили трубопроводов, характеристики	193
5.3. Сортамент и элементы трубопроводных коммуникаций. Арматура трубопроводов	203
5.4. Резервуары для хранения нефти и нефтепродуктов	219
5.5. Технологический расчёт трубопроводов	222
Раздел 2. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДОБЫЧИ И ТРАНСПОРТИ- РОВКИ ГАЗА	237
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ	239
1.1. Классификация и характеристика газового топлива и его составляющих	240
1.2. Параметры состояния газа	247
1.3. Основные законы идеальных и реальных газов и их смесей	252



Глава 2. ГАЗОВЫЕ ПРОМЫСЛЫ И ТРАНСПОРТИРОВКА ГАЗА.....	259
2.1. Схема сборки и транспортировки природного газа	268
2.2. Магистральные газопроводы	276
2.3. Компрессорные станции	284
2.4. Газораспределительные станции	296
2.5. Сооружения для хранения газа	298
Глава 3. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ	307
3.1. Газоперекачивающие агрегаты компрессорных станций	307
3.2. Нагнетатели газоперекачивающих агрегатов	350
3.3. Системы очистки технологического газа на компрессорной станции	359
3.4. Системы охлаждения транспортируемого газа на компрес- сорных станциях	364
Глава 4. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СООРУЖЕНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ	367
4.1. Вспомогательные системы и оборудование компрессорного цеха	368
4.2. Конструктивное исполнение запорной арматуры.....	381
Глава 5. СЖИЖЕННЫЕ УГЛЕВОДОРОДЫ	389
5.1. Становление и развитие производства сжиженного при- родного газа	391
5.2. Технологии получения сжиженных природных газов	392
5.3. Получение сжиженных газов из нефти	415
5.4. Способы транспортировки сжиженных углеводородов	419
5.5. Сооружения для хранения сжиженных углеводородов.....	423
5.6. Газораздаточные станции	432
5.7. Сланцевый газ	442



Раздел 3. ЗАДАЧИ	449
Глава 1. НЕФТЬ И НЕФТЕПРОДУКТЫ	451
1.1. Определение физических характеристик нефтепродуктов	451
1.2. Расчёт резервуарных парков нефтепродуктов	453
1.3. Расчёт параметров и выбор типа насоса	460
1.4. Расчёт трубопровода	483
Глава 2. ГАЗООБРАЗНЫЕ УГЛЕВОДОРОДЫ	487
Библиографический список	506
Приложение	507

ПРЕДИСЛОВИЕ

Нефть известна человечеству с древнейших времён. Раскопками на берегу Евфрата установлено существование нефтяного промысла за 6000–4000 лет до н. э. В то время её применяли в качестве топлива, а нефтяные битумы – в строительном и дорожном деле. Нефть известна была и Древнему Египту, где она использовалась для бальзамирования покойников. Плутарх и Диоскорид упоминают о нефти как о топливе, применявшемся в Древней Греции. Около 2000 лет назад было известно о её залежах в Сураханах около Баку (Азербайджан). Нефте- и газопрооявления были зафиксированы в Баку, на западном берегу Каспийского моря арабским путешественником и историком еще в X веке. Марко Поло позднее описывал, как люди в Баку использовали нефть в медицинских целях и для проведения богослужений. С XIV века нефть, собираемая в Баку, экспортировалась в другие страны Среднего Востока.

К XVI веку относится сообщение о «горючей воде – густе», привезённой из Ухты в Москву в 1597 году. В 1745 году Федор Прядунов получил разрешение начать добычу нефти со дна реки Ухты. Он же построил примитивный нефтеперегонный завод и поставлял некоторые продукты в Москву и Санкт-Петербург.

Несмотря на то что с XVIII века предпринимались отдельные попытки очищать нефть, она почти до второй половины XIX века в основном использовалась в натуральном виде. Большое внимание на нефть обратили лишь после того, как было доказано (в России заводской практикой братьев Дубининых (с 1823), а в Америке химиком Б. Силлиманом (1855)), что из неё можно выделить керосин – осветительное масло, подобное фотогену, вырабатываемому из некоторых видов каменных углей и сланцев и получившему уже



широкое распространение. Этому способствовал возникший в середине XIX века способ добычи нефти с помощью буровых скважин вместо колодцев.

Первая (разведочная) скважина на нефть была пробурена промышленным способом на Апшеронском полуострове (Биби-Айбатское месторождение) вблизи Баку в 1846 году, почти на десятилетие раньше, чем первая скважина в США. Первая эксплуатационная скважина пробурена на р. Кудак на Кубани в 1864 году.

Большинство нефтепромыслов находится далеко от мест переработки или сбыта нефти, поэтому быстрая и экономичная доставка «черного золота» жизненно важна для процветания отрасли. Самым дешевым и экологически безопасным способом транспортировки нефти являются нефтепроводы.

Идею использования трубопроводов для перекачки нефти и нефтепродуктов предложил великий русский ученый Д. И. Менделеев. Он объяснил основные принципы строительства и привел аргументы в пользу этого вида транспорта.

До появления трубопроводов нефть разливали в бурдюки и бочки и везли на лошадях. Этот способ был очень дорог. Так, в 1877 году пуд (около 16 кг) нефти на апшеронских промыслах стоил 3 копейки, а доставка на расстояние 12 км к нефтеперерабатывающим заводам обходилась в 20 копеек.

Теоретические и практические основы строительства нефтепроводов разработал знаменитый инженер В.Г. Шухов, автор проекта телевизионной башни на Шаболовке. Под его руководством в 1879 году на Апшеронском полуострове создали первый в Российской империи промысловый нефтепровод для доставки нефти с Балаханского месторождения на нефтеперерабатывающие заводы Баку. Его длина составила 12 км, а в 1907 году также по проекту В.Г. Шухова построили первый магистральный нефтепровод длиной 813 км, соединивший Баку и Батуми. Он эксплуатируется и по сей день.

В Америке в 1860-х годах был создан трубопровод, соединяющий нефтепромысел Ойл-Крик в Пенсильвании с железнодорожной станцией Миллер Фарм Стэйшн. Его длина равнялась примерно 8 км.

Сегодня в нашей стране общая протяженность магистральных нефтепроводов составляет около 50 тыс. км.

Поскольку применение трубопроводов экономически выгодно, а работают они в любую погоду и в любое время года, это средство



транспортировки нефти действительно незаменимо, особенно для России, с ее огромными территориями и сезонными ограничениями на использование водного транспорта. Тем не менее основные международные перевозки нефти осуществляют танкеры. Малотоннажные танкеры используются для специальных целей, в том числе для перевозок битумов; танкеры общего назначения, обладающие дедвейтом (грузоподъемностью) в 16 500...24 999 т, применяются для перевозки нефтепродуктов; среднетоннажные танкеры (25 000...44 999 т) – для доставки как нефтепродуктов, так и нефти. Крупнотоннажными считаются танкеры дедвейтом более 45 000 т, и на них приходится основная нагрузка по транспортировке нефти морским путем. Для транспортировки нефти по речным артериям используют баржи грузоподъемностью 2000...5000 т.

Первый в мире танкер, «наливной пароход» под именем «Зороастр», был построен в 1877 году по заказу «Товарищества братьев Нобель» на верфях шведского города Мотала. Пароход грузоподъемностью 15 тыс. пудов (около 250 т) использовался для доставки керосина наливом из Баку в Царицын (ныне Волгоград) и Астрахань.

Еще один вид транспортировки нефти – по железной дороге. Это быстрый всесезонный способ. В нашей стране его используют, чтобы доставить нефть из Западной Сибири на Дальний Восток, Южный Урал и в страны Центральной Азии. Из Урала нефть везут на Запад, на Северный Кавказ и в Новороссийск. Однако для доставки «черного золота» по железной дороге требуется в 10 раз больше трудозатрат, чем для её транспортировки по нефтепроводам. Поэтому даже в странах с разветвлённой железнодорожной сетью этот способ перевозки нефти является второстепенным.

Широко используемый в настоящее время такой источник энергии, как газ, в отличие от других энергетических ресурсов получил распространение в России относительно недавно. Причём применявшийся газ был не природного, а искусственного происхождения. Началом использования газа обычно считается дата практического внедрения установок для получения искусственного газа для освещения жилых помещений и улиц.

В России установка по производству газа, названная автором «термоламп», была разработана в октябре 1811 года. Изобретателем её являлся Петр Григорьевич Соболевский. В 1816 году П.Г. Собо-



левский применил усовершенствованный «термолампа» для освещения мастерских на Пожевском заводе, расположенном в 150 верстах от Перми, осенью 1819 года – на улицах Санкт-Петербурга.



П.Г. Соболевский

В 1835 году наступил новый важный этап в истории газовой промышленности России: был осуществлен переход от освещения зданий с помощью индивидуальных установок к организации централизованного газового освещения с созданием необходимой городской инфраструктуры – в районе Обводного канала в Санкт-Петербурге был построен первый газовый завод.

В 1865 году в Москве за Садовым кольцом, в Нижне-Сусальном тупике был построен завод по производству светильного газа, и первые 500 газовых фонарей зажглись на улицах Москвы. В 1867 году в Москве уже насчитывалось около 6 тысяч газовых фонарей. К концу 1868 года в Российской империи действовало 310 газовых заводов, четыре из них находились в столице, на берегах Невы.

Дальнейшая газификация городов и предприятий в России происходила в европейской части, и к 1910 году из 1082 городов России уличное освещение имели 886, электрическое было в 74, а газовое – в 35 городах. Многие из городов сочетали разные типы освещения.

Углеводородное сырье является в настоящее время одним из основных источников получения тепловой и электрической энергии, а также исходным продуктом для химической промышленности. Несмотря на ограниченные запасы нефти и газа, объёмы добычи их ежегодно возрастают.

Технологическая цепочка использования нефти и газа включает в себя извлечение их из недр, транспортировку и переработку. Предлагаемая книга содержит сведения по двум первым составляющим процесса потребления сырья.

Отсутствие крупных потребителей газа в районе и острая необходимость в топливе для предприятий энергетики способствовали появлению первого газопровода Елшанка – СарГРЭС в 1942 году, а затем (в 1944 году) началось строительство первого дальнего газопровода. Он должен был поставлять газ из Елшанки в Москву.

В довоенный период чисто газовые месторождения (т. е. непутного газа) разрабатывались в основном в Дагестане, на Приазов-



ском месторождении, близ Мелитополя, но все эти месторождения были небольшими.

В 1940 году большая часть добываемого в СССР газа приходилась на газ попутный, полученный на нефтяных месторождениях. Самая большая добыча газа была в Азербайджане – 77,6 % от общесоюзной. На втором месте стояла Украина – 15,4 %. В России тогда было добыто всего 210 млн м³ – 6,5 % общесоюзной добычи. Доля природного газа (включая попутный) в общесоюзной добыче топлива в 1940 году составляла всего около 2 %.

В 1943 году введен в эксплуатацию первый магистральный газопровод Бугуруслан – Похвистнево – Куйбышев.

1950 год стал началом «газовой революции», радикально изменившей топливно-энергетический баланс нашей страны: были открыты уникальное по запасам газа Северо-Ставропольско-Пелагадинское месторождение, на Украине разведали крупное газовое месторождение – Шебелинское.

В 1970–1990-х годах начались работы по обустройству месторождения Медвежье на Урале. Открыто Штокмановское газоконденсатное месторождение.

В 1990–2010 годах введены в эксплуатацию газопроводы Ямал – Европа, газопровод Россия – Турция («Голубой поток»), «Газпром» впервые поставляет сжиженный природный газ (СПГ) за границу, введено в эксплуатацию Южно-Русское месторождение, «Газпром» вошел в проект «Сахалин-2», «Газпром» и итальянский концерн ENI подписали Меморандум о взаимопонимании и о реализации проекта «Южный поток».

В 2012 году в соответствии с договором между Россией и Германией введен в строй магистральный газопровод «Северный поток», проходящий по дну Балтийского моря. Газопровод «Северный поток» – самый длинный подводный маршрут экспорта газа в мире.

Структурно учебник состоит из трёх разделов. В первом разделе, включающем пять глав, излагаются сведения, относящиеся к добыче и транспортировке нефти. Приводятся основные положения из теории, в остальных – характеристики, конструктивное исполнение и размещение оборудования, используемого для подготовки нефти к транспортировке. Завершают раздел краткие сведения по расчёту основных параметров оборудования.



Во втором разделе, построенном аналогично первому, приводятся сведения по добыче и транспортировке газообразных углеводородов.

В третьем разделе даны примеры решения ряда задач, возникающих при проектировании трубопроводов для транспортировки жидких и газообразных углеводородов.

Автор выражает признательность рецензентам, сделавшим ряд замечаний при прочтении рукописи, которые были учтены при подготовке учебника к изданию.

РАЗДЕЛ 1

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДОБЫЧИ И ТРАНСПОРТИРОВКИ НЕФТИ

Глава 1

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ

Машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов и жидкостей, подразделяют на насосы, компрессоры, газодувки и вентиляторы, причем насосами называют машины для подачи только жидкостей. Названия газовой машины – компрессор, газодувка, вентилятор – обусловлены величиной давления, создаваемого машиной. Такое подразделение довольно условно. Руководствуясь назначением этих машин, следовало бы назвать их насосами, добавляя (в зависимости от рода перемещаемой ими среды) определения «водяной», «газовый», «воздушный» и т. д. Такая тенденция обобщения понятия «насос» в современной технике существует, и при изложении материала данного курса этот термин имеется в виду.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Насосами называют машины, предназначенные для перемещения жидкостей или газов и сообщения им энергии.*

Работающий насос превращает механическую энергию, подводимую от двигателя, в потенциальную, кинетическую и тепловую энергию потока жидкости или газа.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Насосы, перемещающие газ и создающие полный напор до 15 кПа, называют **вентиляторами**.*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Для машин, развивающих полное давление выше 15 кПа и работающих без искусственного охлаждения, приняты названия **нагнетатели, газодувки, воздуходувки**.*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Компрессорами называют машины, работающие с искусственным охлаждением, дающие степень сжатия $\varepsilon \geq 3,5$ (степень сжатия – отношение давления на выходе из машины к давлению на входе).*



ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Машины, превращающие гидравлическую энергию потока жидкости в механическую энергию, называют гидравлическими двигателями.*

Нагнетательные машины работают за счет механической энергии, подводимой от двигателя, т. е. являются машинами-орудиями. В связи с этим внедрение их в промышленность исторически зависело не только от уровня развития теории этих машин, но и от наличия соответствующих машин-двигателей (паровых машин, турбин и пр.).

Большое разнообразие конструкций нагнетательных машин по конструктивному исполнению и принципу действия, основанному на различных физических явлениях, привело к довольно сложной схеме их классификации. На рис. 1.1 приведена классификация нагнетателей [1, 2, 3].

1. По принципу действия нагнетатели разделяются на объёмные и лопастные.

Объёмные нагнетатели, работающие при поступательном движении рабочего органа, – поршневые, при вращательном – пластинчатые и зубчатые.

Все лопастные нагнетатели, работающие при вращательном движении рабочего органа (колеса), – центробежные (радиальные), осевые, вихревые.

Центробежные насосы так и продолжают называться центробежными, а центробежные вентиляторы теперь стали называть радиальными.

Центробежные (радиальные) нагнетатели, главным образом в применении для газов, бывают прямоточные, смерчевые, дисковые и несколько условно – диаметральные.

Давление в объёмных нагнетателях повышается за счёт непосредственного сжатия жидкости, а в лопастных – при её закручивании.

2. По типу привода (электрические, пневматические, паровые, ручные).

3. По виду соединения (одноступенчатые, многоступенчатые, параллельные (двойного всасывания)).

4. По типу привода (электрические, пневматические, паровые, ручные).

5. По виду соединения (одноступенчатые, многоступенчатые, параллельные (двойного всасывания)).



6. По области применения (энергетические, судовые, для химических производств и др.).

7. По типу перемещаемого тела: насосы для перемещения жидкостей с примесями – насосы фекальные (канализационные), batterные (гидрозолоудаление), песковые, землесосные, шламовые, для перемещения агрессивных жидкостей (кислотные, бензиновые и т. д.); вентиляторы – пылевые, смерчевые, мельничные (для пылевидного топлива); и др.

8. По зоне рационального применения различных типов насосов.

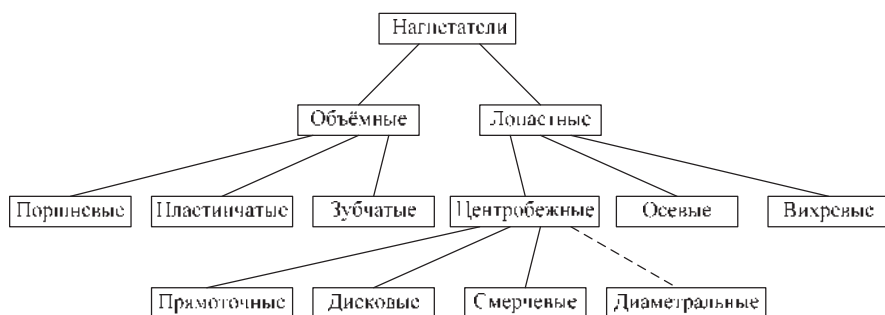


Рис. 1.1

На рис. 1.2 показана зона предпочтительного применения водяных насосов различного типа.

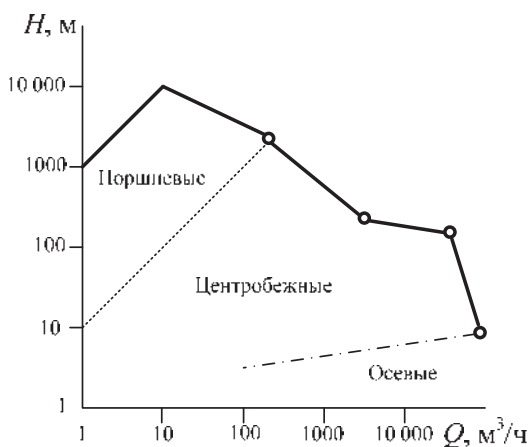


Рис. 1.2



Поршневые (рис. 1.3, а). В цилиндрическом корпусе плотно размещается поршень, при движении которого в одну сторону жидкость через клапан засасывается, а при движении обратно через другой клапан нагнетается. Достоинством поршневых нагнетателей является высокий КПД, возможность создания больших давлений и практическая независимость производительности от противодействия. Недостатки – громоздкость и трудность непосредственного соединения с электродвигателем, сложность регулирования, неравномерность подачи из-за наличия клапанов. Поршневые нагнетатели используются в качестве насосов и компрессоров.

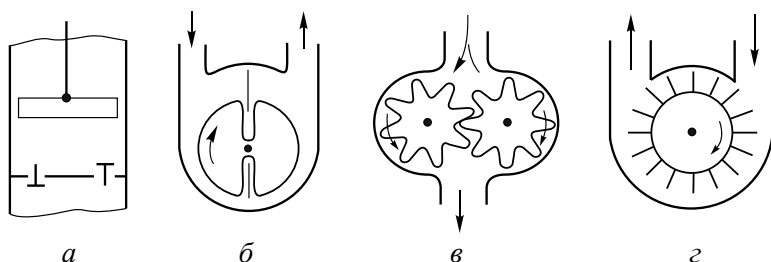


Рис. 1.3

Пластинчатые, или шибберные (рис. 1.3, б). В цилиндрическом корпусе несоосно («эксцентрично») расположен ротор с выскальзывающими при вращении под действием пружин или возникающих центробежных сил из пазов пластин, которые, прижимаясь к внутренней поверхности корпуса, вытесняют жидкость через нагнетательный патрубок, одновременно производя засасывание через другой патрубок. Обратное перетекание жидкости предотвращается, поскольку зазор между корпусом и расположенным в нем ротором минимален.

Воздействие на жидкость в поршневом и пластинчатом нагнетателях аналогично, но здесь имеет место более удобное вращательное движение и не требуются клапаны.

К недостаткам следует отнести сравнительно низкий КПД из-за потерь через торцевые зазоры и трения пластин, которые быстро изнашиваются и при загрязнении жидкости твёрдыми примесями могут заклиниваться.

Обычно эти нагнетатели используются в качестве компрессоров, но в специальном исполнении, когда жидкость пластинами не сжимается, а только переносится, и в качестве насосов.



Зубчатые, или шестерённые (рис. 1.3, в). В открытом с двух сторон плоском корпусе располагается с минимальным торцевым зазором пара сцеплённых между собой шестерён. Зубья шестерён при вращении захватывают жидкость и переносят её со стороны всасывания в сторону нагнетания, не пропуская её обратно через сцепление зубьев. Эти нагнетатели конструктивно достаточно просты, компактны, в них отсутствуют клапаны, но они имеют малую производительность и недостаточно высокий КПД в силу потерь через торцевые зазоры и трения в сцеплении шестерён. Они используются преимущественно в качестве насосов, причём особенно успешно для перекачки таких вязких жидкостей, как масло. В двухзубчатом исполнении они используются как компрессоры.

Вихревые (рис. 1.3, г). В цилиндрическом корпусе с присоединёнными по касательной двумя патрубками располагается ротор с радиально выступающими лопастями. Между концами лопастей и внутренней поверхностью корпуса образуется кольцеобразная полость, перекрываемая между патрубками перемычкой. При вращении ротора поступающая через один из патрубков жидкость увлекается и переносится по окружности к другому патрубку, сжимаясь при этом из-за неоднократного перетекания из полости на лопасти и обратно. У этих нагнетателей невысокий КПД, но они реверсивны и создают значительные давления при ограниченных подачах. Успешно используются в качестве насосов.

Осевые (рис. 1.4, а). В цилиндрическом корпусе (обечайке) по его оси располагается с минимальным зазором рабочее колесо в виде втулки с радиальными профилированными лопастями, при вращении которого жидкость перемещается в направлении оси вращения. Они развивают небольшие давления, но имеют высокий КПД, реверсивны и используются в качестве насосов и вентиляторов, а для газов при многоступенчатом соединении – в качестве компрессоров.

Центробежные (радиальные) – рис. 1.4, б. В спиральном корпусе располагается рабочее лопастное колесо, при вращении которого поступающая в осевом направлении в корпус жидкость закручивается лопастями и под воздействием возникающей центробежной силы подается в корпус, собирается и выпускается в радиальном по отношению к оси вращения направлении.



Центробежные нагнетатели имеют высокий КПД, достаточно просты в конструктивном отношении, их удобно соединять с электродвигателями и легко регулировать, так как подача зависит от противодавления.

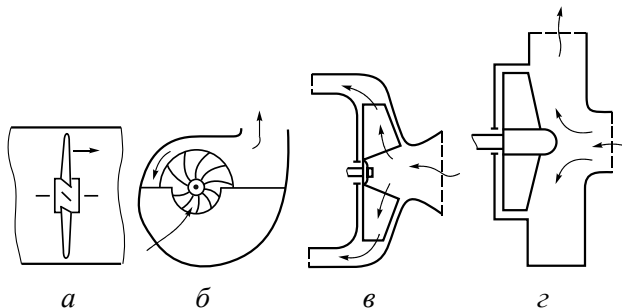


Рис. 1.4

Они широко используются в качестве насосов и вентиляторов, а при многоступенчатом соединении и в качестве компрессоров.

Следует напомнить, что по новым государственным стандартам центробежные вентиляторы в отличие от насосов стали называться радиальными.

Далее рассматривается несколько модификаций центробежных нагнетателей.

Прямоточные, или диагональные (рис. 1.4, в). Центробежное лопастное колесо располагается в корпусе, обеспечивающем подвод и отвод потока без поворота, что в определённых случаях удобно. Они используются в качестве насосов и вентиляторов.

Смерчевые (рис. 1.4, г). Они по схеме совпадают с центробежными, но рабочее лопастное колесо утоплено в нише задней стенки корпуса и жидкость не проходит между лопастями, а перемещается перед колесом за счёт создаваемой им закрутки, своеобразного смерча. Это при перемещении жидкостей с волокнистыми и другими твёрдыми примесями предохраняет их от разрушения, а колесо — от засорения. Такие нагнетатели пока только начинают использоваться в качестве вентиляторов.

Дисковые (рис. 1.5, а). В спиральном корпусе вместо лопастного колеса располагается пакет дисков с зазорами. За счёт возникновения сил трения между дисками и жидкостью при вращении дисков происходит круговое движение жидкости и перемещение её от центра к периферии. У этих нагнетателей невысокий КПД, малое



давление, но они достаточно бесшумны при использовании в качестве вентиляторов.

Диаметральные (рис. 1.5, б). Колесо центробежного типа с большим числом коротких лопастей располагается в корпусе в виде отвода. Возможно и прямоточное исполнение. Жидкость дважды по направлению диаметра проходит через решётку колеса, что позволяет создавать повышенные давления. На пути такого

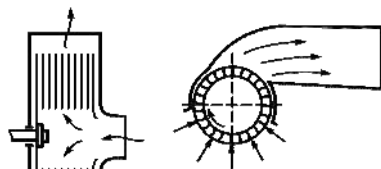


Рис. 1.5

движения внутри колеса полезна установка направляющего устройства. Без конструктивных затруднений можно для обеспечения больших подач использовать широкие колеса. Пока эти нагнетатели используются только в качестве вентиляторов, КПД их невелик.

На нефтегазодобывающих и перерабатывающих предприятиях область их применения достаточно широка: их используют для добычи нефти из недр; транспортировки нефти газа по трубопроводам; распределения по потребителям.

1.1. КРАТКАЯ ИСТОРИЧЕСКАЯ СПРАВКА О РАЗВИТИИ И СОВРЕМЕННОМ СОСТОЯНИИ НАСОСО-, ВЕНТИЛЯТОРО- И КОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ

История создания первых насосов уходит в далекое прошлое. Простейшие типы насосов (поршневых) были известны и применялись еще во времена Аристотеля (IV в. до н. э.). Водоподъёмные машины, приводившиеся в действие силой людей и животных, применялись в Египте за несколько тысячелетий до нашей эры.

Насос как машина впервые был описан Героном Старшим из Александрии (около 120-х годов до н. э.). Это был двухцилиндровый поршневой насос, построенный греком Ктезибием.

Как следует из сочинений итальянского зодчего Витрувия, водяные поршневые насосы широко применялись в Римской империи еще в царствование Цезаря Августа (I в. до н. э.).

Можно предположить, что первые поршневые насосы появились ещё в глубокой древности, когда человек научился сверлить или выжигать стволы деревьев. Они просуществовали столетия.



Машины для перемещения воздуха и газов появились значительно позднее. Изобретение воздушного поршневого насоса связано с именем германского физика Отто Герике (1640 год).

Изобретателем центробежного насоса является, по-видимому, итальянец Джиованни Жордан, давший первый рисунок такого насоса; изготовление первого простейшего центробежного насоса приписывается Дени Папину (1703 год).

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. Источником двигательной силы здесь обычно служила энергия воды, использовавшаяся при помощи водяных колес.

Расширение производства, рост его специализации привели к совершенствованию орудий труда. В XIX в. появились паровые машины, паровые турбины, в конце века – электрические машины, а с ними и электропривод, который дал толчок совершенствованию насосов и компрессорных машин. Важную роль в развитии насосостроения сыграл электрический двигатель трёхфазного тока, удобно сопрягающийся с центробежными и осевыми насосами.



И.И. Ползунов

Хотя первый в мире поршневой компрессор был изобретён и построен знаменитым русским механиком И.И. Ползуновым в 1765 году, производство их в Европе началось лишь в середине XIX в., когда паровая машина стала прочно внедряться в промышленность. Производство промышленных центробежных компрессоров в Европе началось с конца

XIX в., а осевых – во второй четверти XX в.

В России в 1832 году А.А. Саблуков впервые применил в промышленности центробежный и осевой вентиляторы, а в 1835 году – центробежный насос. А.А. Саблуков стал первым теоретиком и практиком вентиляторостроения.



А.А. Саблуков



Основное теоретическое уравнение центробежной машины было дано Л. Эйлером во второй половине XVIII в.

Теоретические работы О. Рейнольдса (Англия), Л. Прандтля (Германия) и выдающиеся научные труды А.А. Саблукова, Н.Е. Жуковского (Россия), относящиеся к концу XIX и началу XX в., привели к созданию современной научной основы насосостроения.



Л. Эйлер



Н.Е. Жуковский



С.А. Чаплыгин

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 лопасти, но и указывает пути разработки рациональных профилей лопастей современных машин. Аэродинамическая теория крыла Н.Е. Жуковского, развитая в дальнейшем С.А. Чаплыгиным, позволила разработать методику расчета всех лопастных турбомашин. Вторая из указанных выше работ содержит теорию и метод расчета пропеллеров. Эта работа легла в основу теории осевых вентиляторов и насосов, разработанной учениками Н.Е. Жуковского (К.А. Ушаков и др.)

Значение научной и организационной деятельности Н.Е. Жуковского не может быть преувеличено. Он определил и разработал важнейшие направления развития современной гидроаэромеханики; ученики его научной школы в России разрабатывают теоретические и практические вопросы современного насосо- и турбостроения.



К массовому выпуску центробежных насосов в 1880 году приступил в Москве завод Г. Листа (ныне завод «Борец»). С 1907 года Петербургский металлический завод начал строить электронасосы для теплоэнергетического оборудования судовых силовых установок.

В основу создания теории насосных и компрессорных машин положены труды таких выдающихся ученых, как Л. Эйлер, Д. Бернулли, Г. Гельмгольц, О. Коши, Г. Кирхгоф, Д. Стокс, Н.Е. Жуковский, С.А. Чаплыгин и др.

Теория гидромашин смогла успешно развиваться только в тесном взаимодействии с экспериментом. В России уже в 1902–1904 годах под руководством И.И. Куколевского была создана гидравлическая лаборатория в Московском высшем техническом училище. В 1913–1915 годах Г.Ф. Проскура создал такую лабораторию в Харьковском технологическом институте. В это же время И.Г. Есьман и Б.А. Бахметьев организовали гидравлическую лабораторию в Петербургском политехническом институте. Указанные лаборатории стали основными базами исследования гидромашин.

В 1918 году по решению правительства был организован Центральный аэрогидродинамический институт (ЦАГИ), а в 1927 году создана гидравлическая лаборатория, преобразованная впоследствии во Всесоюзный институт гидромашин. Харьковская гидравлическая лаборатория под руководством Г.Ф. Проскуры в 1922 году начала впервые в нашей стране исследовать осевые насосы.

Одной из крупнейших научных школ отечественного гидромашиностроения стала школа профессора И.Н. Вознесенского, который с 1925 года возглавил лабораторию гидромашин при Ленинградском политехническом институте. Он с группой своих учеников разработал новый метод расчёта осевых гидромашин – метод интегральных уравнений плоской решётки, основанный на теории потенциального течения и теории вихрей. Значительный вклад в рассматриваемую отрасль машиностроения внесли такие наши учёные, как академики М.В. Келдыш, С.А. Христианович, Б.С. Стечкин, Н.А. Доллежалъ, профессора К.И. Страхович, В.И. Поликовский, В.Ф. Рис, С.С. Руднев, А.А. Ломакин (насосостроение), В.И. Поликовский, М.И. Невельсон, В.Ф. Рис, М.Н. Френкель (компрессоростроение) и др.



Среди зарубежных учёных следует отметить К. Пфлейдерера – автора классического руководства по машинам для подачи жидкостей и газов; Б. Эккерта и А.И. Степанова.

Практически нет ни одной отрасли производства, где бы не использовались компрессорные машины. Широко применяется сжатый воздух как энергоноситель в различных пневматических устройствах на машиностроительных, судостроительных и других металлообрабатывающих заводах, в горнодобывающей, нефтяной и газовой промышленности при добыче, транспортировке и использовании природных и искусственных газов, при производстве строительных и ремонтных работ и т. д. На многих таких предприятиях 20...50 % всей потребляемой ими энергии тратится для получения сжатого воздуха.

В установках умеренного и глубокого холода, в двигателях внутреннего сгорания, в газотурбинных установках и реактивных двигателях компрессорные машины являются органической частью, в значительной степени определяющей экономичность агрегатов.

Главными направлениями в дальнейшем совершенствовании нагнетателей является повышение их максимального КПД и улучшение эксплуатационных качеств, т. е. надёжности действия, регулировки (с применением автоматики); упрощение ремонта, ограничение шума и вибрации при работе. Немалое значение имеет также уменьшение массы, использование при изготовлении недефицитных материалов, снижение стоимости.

Очень важно знать, что экономичность работы нагнетателей (а одни только вентиляторы потребляют до 10 % всей вырабатываемой в стране электроэнергии) определяется не только их высоким максимальным КПД, но и правильным выбором нужного типа, размера, режима работы и т. д.

1.2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Понятие «компрессорная машина» объединяет вентиляторы, у которых степень повышения давления, т. е. отношение давления на выходе к давлению на входе, составляет $1,1...1,15$; газо-, воздухо-дувки (работающие без охлаждения), где это отношение равно $1,15...2,0$, и собственно компрессоры (работающие с искусственным охлаждением) со степенью повышения давления более 2.



В насосе и компрессорной машине жидкость в результате её взаимодействия с рабочими органами машины получает приращение механической энергии, т. е. происходит увеличение её давления и скорости.

В зависимости от типа привода имеются следующие насосные агрегаты (см. таблицу).

Название агрегата	Тип привода
Электронасосный агрегат	Электродвигатель
Турбонасос	Турбина, узлы которой входят в конструкцию насоса
Паровой насос	Паровой цилиндр, распределительное устройство которого входит в конструкцию насоса
Дизель-насосный агрегат	Дизель
Мотор-насосный агрегат	Карбюраторный двигатель
Электронасос	Электродвигатель, узлы которого входят в конструкцию насоса
Гидроприводной насос	Гидроцилиндр, распределительное устройство которого входит в конструкцию насоса
Пневмонасос	Пневмоцилиндр, распределительное устройство которого входит в конструкцию насоса

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Насосный агрегат – это совокупность одного или нескольких насосов с двигателем, приводящим их в действие.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Насосная установка – это установка со всем необходимым оборудованием, смонтированным по определенной схеме и обеспечивающим работу насоса.

Любой из перечисленных насосов работает на определённую сеть.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Под сетью понимают совокупность резервуаров (ёмкостей), откуда забирается и куда подаётся жидкость, и подводящего (приёмного) и напорного трубопроводов.



Работа любой гидромашины характеризуется её основными рабочими параметрами. У насосов к таким параметрам относят подачу Q , напор H (или приращение удельной энергии жидкости), частоту вращения рабочего органа n (или число его ходов), потребляемую мощность N , КПД η и подпор Δh на входе сверхдавления насыщенных паров жидкости (кавитационный запас).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Подачей* называется количество жидкости (в объёмном Q или массовом Q_m выражении), подаваемое в единицу времени.

Причём $Q_m = \rho Q$ (ρ – плотность жидкости).

У современных центробежных насосов $\rho = 0,80 \dots 0,92$.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Под удельной энергией* понимают отношение полной энергии, получаемой жидкостью в насосе, к её массе.

Чтобы получить выражение для удельной энергии, воспользуемся схемой, показанной на рис. 1.6. Полная удельная энергия, получаемая в насосе, может быть представлена выражением

$$e = e_{\text{ВЫХ}} - e_{\text{ВХ}}, \quad (1.1)$$

где $e_{\text{ВХ}}$ – полная удельная энергия перед входом в насос; $e_{\text{ВЫХ}}$ – полная удельная энергия на выходе из насоса.

Согласно уравнению Бернулли для сечения II–II, можно записать

$$e_{\text{ВХ}} = \frac{p_{\text{В}}}{\rho} + \frac{v_{\text{В}}^2}{2},$$

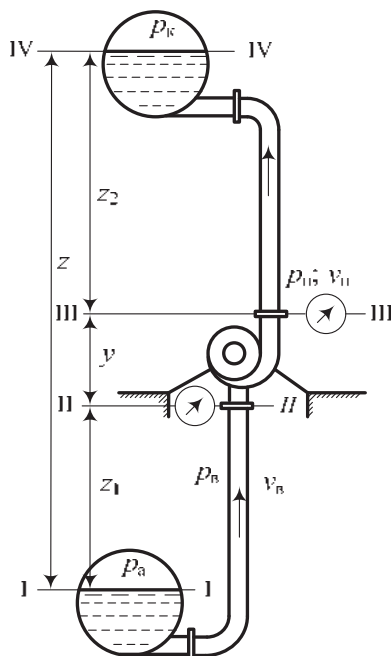


Рис. 1.6



а для выходного III–III

$$e_{\text{вых}} = \frac{p_{\text{H}}}{\rho} + \frac{v_{\text{H}}^2}{2} + gy,$$

откуда

$$e = \frac{p_{\text{H}} - p_{\text{В}}}{\rho} + gy + \frac{v_{\text{H}}^2 - v_{\text{В}}^2}{2},$$

где p_{H} и $p_{\text{В}}$ – давление на выходе и входе в насос, Па; y – разность высот центров тяжести выходного и входного сечений насоса, м; v_{H} и $v_{\text{В}}$ – скорости жидкости в соответствующих сечениях, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с².

В инженерной практике, связанной с гидромашинами, широкое распространение имеет такое понятие, как напор машины, обозначаемый буквой H и измеряемый в линейных единицах. Напор можно представить как высоту, на которую способна подняться жидкость за счёт полученной в насосе энергии.

Напор H является удельной энергией, т. е. отношением полной энергии, получаемой жидкостью в насосе, к величине её силы тяжести,

$$H = \frac{p_{\text{H}} - p_{\text{В}}}{\rho g} + y + \frac{v_{\text{H}}^2 - v_{\text{В}}^2}{2g}, \quad (1.1)$$

где E – полная энергия, получаемая жидкостью в насосе.

Давление p можно рассматривать также как удельную энергию E , представляющую отношение полной энергии, получаемой жидкостью в насосе, к её объёму V , т. е.

$$p = \frac{E}{V}.$$

Принимая во внимание закон гидростатики, давление p , создаваемое насосом, определим с помощью зависимости

$$p = p_{\text{H}} - p_{\text{В}} + \rho \frac{v_{\text{H}}^2 - v_{\text{В}}^2}{2} + \rho gy.$$

Используя схему рис. 1.1, можно показать, на что расходуется напор, получаемый в насосе.



Составим уравнение Бернулли для сечений I–II и III–IV. Для установившегося движения реального потока можно записать

$$\frac{p_a}{\rho g} = \frac{p_b}{\rho g} + z_1 + \frac{v_b^2}{2g} + \sum h_{wb},$$

откуда

$$\frac{p_H}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - \left(z_1 + \frac{v_H^2}{2g} + \sum h_{wH} \right), \quad (1.2)$$

где $\sum h_{wb}$ – потери напора в приемном трубопроводе на участке I–II; p_a – давление на уровне сечения I–I.

Для сечений III–IV

$$\frac{p_H}{\rho g} + \frac{v_H^2}{2g} = \frac{p_K}{\rho g} + z_2 + \sum h_{wH},$$

откуда

$$\frac{p_H}{\rho g} = \frac{p_K}{\rho g} + z_2 + \sum h_{wH} - \frac{v_H^2}{2g}, \quad (1.3)$$

где $\sum h_{wH}$ – потери в напорном трубопроводе на участке III–IV.

Подставляя в уравнение (1.1) вместо p_b и p_H их значение из (1.2) и (1.3) и обозначив

$$\sum h_w = \sum h_{wb} - \sum h_{wH},$$

а

$$y + z_1 + z_2 = H_\Gamma,$$

будем иметь

$$H = \frac{p_K - p_a}{\rho g} + H_\Gamma + \sum h_w. \quad (1.4)$$

При этом

$$H = \frac{p_K - p_a}{\rho g} + y = H_{\text{ст}} \quad - \quad \text{статический напор}$$

насоса.



Уравнения (1.1) и (1.4) равнозначны. Формула (1.4) показывает, что напор, который должна создать гидромашина (удельная энергия, получаемая жидкостью), будет израсходован на преодоление разности давлений в резервуарах, на подъём жидкости от нижнего уровня до верхнего и на преодоление возникающих потерь в сети насосной установки.

В процессе работы гидравлических машин может возникать явление, получившее название «кавитация».

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Под кавитацией понимают комплекс физико-механических явлений, возникающих при снижении давления в потоке жидкости до некоторого критического.*

За критическое давление обычно принимают давление парообразования жидкости $p_{\text{п}}$ при данной температуре. При кавитации нарушается неразрывность течения жидкости, из которой выделяется пар и растворенные газы. Пузыри пара и газа уносятся жидкостью в область с давлением выше критического, где и разрушаются.

Кавитационный запас Δh определяется зависимостью

$$\Delta h = \frac{p_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho g}. \quad (1.5)$$

В каталогах насосов даётся допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$. Это такая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей:

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{а}} - p_{\text{в}}^{\text{доп}}}{\rho g}, \quad (1.6)$$

где $p_{\text{в}}^{\text{доп}}$ – допустимое давление на входе; $p_{\text{а}}$ – давление окружающей среды (над уровнем I–I).

Принимая во внимание (1.5), (1.6), получим

$$\Delta h = \frac{p_{\text{а}}}{\rho g} - H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g}. \quad (1.7)$$

Одними из основных показателей, характеризующих гидромашину, являются мощность N и КПД η . Если через гидромашину



в секунду проходит жидкость с массой Q_m , то весь поток получает запас энергии, равный

$$N_{\Pi} = Q_m e = \rho Q g H. \quad (1.8)$$

Величина N_{Π} носит название полезной мощности. Мощность на валу насоса N больше полезной на величину потерь в нем.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Отношение полезной мощности к мощности на валу называется КПД насоса.* Определяется КПД по формуле

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N} = \frac{\rho Q e}{N} = \frac{\rho g Q H}{N}. \quad (1.9)$$

Тогда мощность на валу двигателя

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}. \quad (1.10)$$

У компрессорных машин рабочими параметрами являются подача, давление нагнетания, или степень повышения давления, частота вращения, мощность и КПД. Нужно отметить, что объёмную подачу в компрессорных машинах, как правило, относят к условиям на входе (условия всасывания). Более подробно рабочие параметры будут рассмотрены в дальнейшем в соответствующих разделах.

При прохождении жидкости через гидромашину часть полученной ею механической энергии теряется. Для удобства исследований и выяснения их физической сущности **потери** в насосе принято разделять на три вида: **гидравлические**, **объёмные**, или **щелевые**, и **механические**.

Гидравлические потери связаны с трением и вихреобразованием при течении жидкости в проточной части насоса. Чтобы их уменьшить, патрубок на входе в колесо рекомендуется выполнять в виде прямоосного конфузора либо полуспирального подвода в насосах с проходным валом. Это обеспечивает подвод жидкости к колесу с равномерным полем скоростей и давлений; гидравлические потери энергии в рабочем колесе зависят от формы его каналов, образованных рабочими лопастями. Желательно, чтобы обтекание в этих каналах проходило без отрыва и без резкого изменения



скоростей. Обработка поверхностей каналов должна обеспечивать минимальные потери на трение.

Величина потерь энергии в рабочем колесе зависит от скорости c_{1r} , диаметра входа D , отношения D_2 / D_0 , ширины канала на входе b , отношения b_2 / b_1 , диаметра вала d_v , входного и выходного углов β_1 и β_2 , количества лопастей z , их длины и шероховатости поверхности. Потери энергии в каналах рабочего колеса на оптимальном режиме пропорциональны квадрату относительной скорости w . Наибольшее значение эта скорость имеет на входе. Следовательно, решающее влияние на величину гидравлических потерь будут оказывать условия входа жидкости в рабочее колесо и выхода из него в спиральную камеру или в лопаточный направляющий аппарат.

Весьма существенна величина гидравлических потерь в лопаточном направляющем аппарате и отводящем устройстве. Эти потери резко возрастают при нерасчётных режимах работы. В лопаточном направляющем аппарате важное значение имеет количество каналов, форма профиля каналов, начальный участок и форма его поперечного сечения.

В спиральном отводе потери складываются из потерь на трение потока о стенки, потерь на удар у языка спирали и потерь на вихреобразование. Преобладающими являются потери в диффузоре. Учесть влияние всех перечисленных факторов аналитическим путем из-за сложного характера течения жидкости во вращающихся каналах колеса и криволинейных каналах отводящего устройства не представляется возможным. Поэтому в процессе проектирования насоса при выборе оптимальных значений необходимых величин руководствуются результатами, полученными на основании опытов.

Гидравлические потери энергии определяются гидравлическим КПД насоса, представляющим отношение полезной мощности насоса N_n к сумме полезной мощности и мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений N_r :

$$\eta_r = \frac{N_n}{N_n + N_r} = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q H + \rho g Q \Delta H} = \frac{H}{H + \Delta H} = \frac{H}{H_T} = 1 - \frac{\Delta H}{H_T}. \quad (1.11)$$



Для предварительной оценки гидравлических потерь можно воспользоваться формулой, предложенной А.А. Ломакиным, которая позволяет вычислить гидравлический КПД в зависимости от приведенного диаметра рабочего колеса $D_{\text{лпр}}$:

$$\eta_{\text{г}} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{\text{лпр}} - 0,172)^2}.$$

Приведенный диаметр рабочего колеса определяется по формуле Д.Я. Суханова

$$D_{\text{лпр}} = (4 \dots 4,5) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

где размерность Q – [м³/с]; n – [1/мин].

Объёмные, или щелевые, потери обусловлены наличием зазоров в машине, через которые жидкость получает возможность протекать из областей с более высоким давлением в области с более низким. Они вызваны главным образом протечками через уплотнение со стороны входа в рабочее колесо (рис. 1.7). Для уменьшения этих протечек необходимо точно выдерживать установленные радиальные зазоры в уплотнении. Помимо указанных возможны протечки через уплотнительные устройства диафрагм многоступенчатых насосов и концевые уплотнения в месте выхода вала из корпуса насоса. Величина их сравнительно невелика. Они существенно не влияют на КПД. Однако от конструкции концевых уплотнений зависит в какой-то степени долговечность машины, что может быть связано с износом шеек вала в месте установки уплотнения.

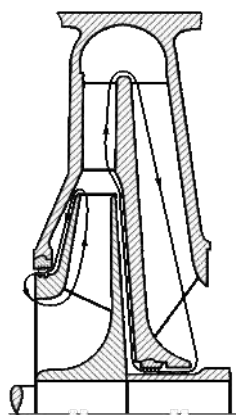


Рис. 1.7

На величину объёмных потерь большое влияние могут оказать центровка ротора, конструкция опорных подшипников и величина зазоров в них, балансировка ротора, толщина прокладки в разъёме корпуса, наличие абразивных частиц в перекачиваемой жидкости. Объёмные потери оцениваются объёмным КПД насоса или коэффициентом подачи.



ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Объёмным КПД называется отношение полезной мощности к сумме полезной мощности и мощности, потерянной в связи с утечками ($N_{\text{ут}}$):*

$$\eta_0 = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{п}} + N_{\text{ут}}}.$$

Формула для объемного КПД в зависимости от коэффициента быстроходности колеса n_s была получена А.А. Ломакиным:

$$\frac{1}{\eta_0} = 1 + 0,68 n_s^{\frac{2}{3}}.$$

Для современных крупных насосов $\eta = 0,90 \dots 0,98$.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Коэффициентом подачи называется отношение подачи насоса к его идеальной подаче $Q_{\text{т}}$:*

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{т}} - Q_{\text{ут}}}{Q_{\text{т}}} = 1 - \frac{Q_{\text{ут}}}{Q_{\text{т}}},$$

где $Q_{\text{т}}$ – идеальная подача (расход через рабочее колесо); $Q_{\text{ут}}$ – утечки жидкости.

Утечки могут быть определены с помощью известной из теории гидравлики формулы

$$Q_{\text{ут}} = \mu \pi D_y \delta \sqrt{2gH_y},$$

где μ – коэффициент расхода; H_y – перепад напоров на уплотнении.

$$H_y = H_{\text{т}} - \frac{c_{2u}^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_y^2}{2g} = H_{\text{т}} - \frac{c_{2u}^2}{2g} - \frac{u_2^2}{8g} \left(1 - \frac{D_y^2}{D_2^2} \right),$$

где D_y – диаметр уплотнительного кольца рабочего колеса; u_y – окружная скорость на диаметре D_y ; $\delta = 0,001 D_y \geq 0,2$ мм – радиальный зазор в щели.



Механические потери связаны с трением наружных поверхностей дисков рабочих колес и разгрузочной шайбы о жидкость в корпусе насоса, а также механическим трением в опорах вала и в уплотнительных устройствах. Мощность, теряемая на преодоление механических потерь, может быть представлена как

$$N_{\text{м}} = N_{\text{д}} + N_{\text{оп}} + N_{\text{с}},$$

где $N_{\text{д}}$ – потери мощности на дисках; $N_{\text{оп}}$ – потери мощности в опорах; $N_{\text{с}}$ – потери мощности из-за трения в уплотнениях.

Для вычисления мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения в дисках (они преобладают в механических потерях), можно воспользоваться формулой

$$N_{\text{д}} = 2c_f \rho r_2^5 \omega^3, \quad (1.12)$$

где c_f – коэффициент трения; r_2 – радиус рабочего колеса; ω – угловая скорость рабочего колеса.

Из (1.12) видно, что дисковые потери пропорциональны пятой степени радиуса рабочего колеса. В связи с этим при конструировании высоконапорных насосов увеличивают частоту вращения либо число ступеней, но не диаметр рабочего колеса. Потери в опорах и сальниках определяются по формулам, приведенным в справочниках, и зависят от выбранных типов подшипников, способа смазки, размера сальника и материала сальниковой набивки.

Механические потери оценивают механическим коэффициентом полезного действия $\eta_{\text{м}}$, выражающим относительную долю механических потерь в насосе. Он определяется отношением внутренней мощности насоса N_i к мощности насоса N :

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_i}{N} = \frac{\rho g Q_{\text{т}} H_{\text{т}}}{N}.$$

Полный КПД насоса вычисляется по выражению

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_0 \eta_{\text{м}}.$$



В заключение следует отметить, что на величину КПД и надёжность машины очень существенно влияет качество её изготовления, сборки и эксплуатации. Плохое качество изготовления и сборки машины приводит к снижению её КПД по сравнению с опытными образцами на 5...10 %, а иногда на 15...20 %.

Удельная быстроходность $n_{уд}$, или коэффициент быстроходности, численно характеризуется типом лопастного нагнетателя вне зависимости от его размера, частоты вращения и плотности перемещаемой жидкости:

$$n_{уд} = C \frac{Q^{\frac{1}{2}} \omega}{\left(\frac{p}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}},$$

где C – константа; p – давление, Па; ω – угловая скорость, с^{-1} ; Q – подача, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Отметим, что в записанном виде выражение имеет критериальный характер и обычно обозначается малой латинской n с русским индексом.

Для вентиляторов в свое время ЦАГИ предложил принять

$$n_{уд} = 20\pi \frac{Q^{\frac{1}{2}} n}{\left(p \frac{g}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}},$$

где n – частота вращения, $1/\text{мин}$; p – давление, $\text{кгс}/\text{см}^2$.

Позднее было предложено и подтверждено государственным стандартом выражение для стандартного воздуха при $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$:

$$n_{уд} = 54 \frac{Q^{\frac{1}{2}} \omega}{p^{\frac{3}{4}}}.$$



Для насосов удельная быстроходность определяется как

$$n_s = 3,65 \frac{Q^{\frac{1}{2}} n}{H^{\frac{3}{4}}},$$

где n – частота вращения, мин^{-1} ; H – напор (м вод. ст.) либо в системе СИ;

$$n_s = 3,5 \cdot 10^{-6} \frac{Q^{\frac{1}{2}} \omega}{p^{\frac{3}{4}}}.$$

При вычислении удельной быстроходности по той или иной системе размерностей при указанных константах получаем одинаковые значения, определяющие номенклатуру многих серий лопастных нагнетателей. Например, в индексе серии радиальных вентиляторов Ц4-20 последнее число выражает удельную быстроходность.

Использование n_y не только позволяет классифицировать лопастные нагнетатели, но облегчает их подбор и расчёт. Однако следует отметить, что если типом нагнетателя однозначно определяется n_y , то эта величина сама по себе не определяет тип нагнетателя. Например, одинаковые значения n_y могут соответствовать радиальному вентилятору с лопастями, загнутыми как назад, так и вперед.

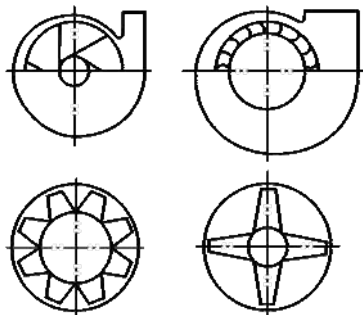


Рис. 1.8

Осевые нагнетатели по сравнению с центробежными (радиальными) создают при прочих равных условиях меньшее давление (знаменатель в формуле меньше), а присущее им значение n_y будет больше (рис. 1.8). Осевые нагнетатели с большим числом лопастей, у которых и большее давление (числитель в формуле больше), имеют меньше n_y .



1.3. ГИДРОАЭРОДИНАМИКА НАГНЕТАТЕЛЕЙ. УРАВНЕНИЕ Л. ЭЙЛЕРА

Основной частью всякого лопастного нагнетателя является рабочее колесо, при вращении которого жидкости передается часть подводимой к двигателю энергии. Во всех других частях нагнетателя (в корпусе, направляющих и спрямляющих аппаратах) энергия только теряется.

Чтобы пояснить происходящий в рабочих лопастных колесах процесс передачи мощности двигателя жидкости, т. е. процесс образования давления, рассмотрим вывод уравнения для определения давления, развиваемого центробежным (радиальным) нагнетателем (аналогичный результат можно получить и для осевых лопастных нагнетателей).

В процессе проектирования любой лопастной машины необходимо установить взаимосвязь между основными рабочими параметрами машины (подача и напор) и геометрическими размерами, формой лопастей, частотой вращения рабочего колеса. В осевых машинах эту задачу решают с помощью вихревой теории Н.Е. Жуковского, применяя её для плоской решётки профилей. Вихревую теорию центробежных насосов пытался создать Г.Ф. Проскура. Однако для круговой радиальной решётки вихревая теория оказалась сложной, до инженерных методов расчёта она не была доведена и практического применения не получила. До сих пор применительно к центробежным машинам пользуются одномерной, струйной теорией, предложенной в 1754 году Л. Эйлером. Используя закон об изменении моментов количества движения, он получил уравнение для простейшей гидромашины – сегнерова колеса, состоящего из отдельных трубок, траектории движения частиц в которых определялись формой канала-трубки.

Чтобы использовать идею Л. Эйлера применительно к центробежному насосу, необходимо рассмотреть рабочее колесо, состоящее из бесконечно большого количества тонких лопастей. В этом случае линии тока частиц жидкости конгруэнтны (совместимы), траектории их совпадают с очертанием профиля лопасти, а относительная скорость для каждой точки области будет касательной к поверхности лопасти в рассматриваемой точке. При такой схеме движения поток в области рабочего колеса будет осесимметричным



(рис. 1.9). Данная схема позволяет без знания процессов, происходящих внутри каналов рабочего колеса, получить необходимые соотношения по параметрам потока на входе и выходе из последнего.

Рассмотрим такое идеальное рабочее колесо. Обозначим:

$D_1 = 2r_1$ – входной диаметр рабочего колеса;

$D_2 = 2r_2$ – выходной диаметр рабочего колеса;

w – относительная скорость частицы жидкости (скорость по отношению к наблюдателю, вращающемуся вместе с рабочим колесом);

c – абсолютная скорость частицы жидкости (скорость по отношению к неподвижному наблюдателю);

u – окружная (переносная) скорость частицы жидкости (скорость движения отдельной точки рабочего колеса);

c_r – радиальная составляющая абсолютной скорости (проекция скорости c на радиус);

c_u – окружная составляющая абсолютной скорости (проекция скорости c на направление u);

α – угол между направлением абсолютной и переносной скоростью (между c и u);

β – угол между направлением относительной скорости и обратным направлением переносной скорости.

Величины, относящиеся к условиям входа на рабочее колесо, обозначим индексом 1, а выхода – индексом 2. На рис. 1.10 показаны планы скоростей на входе и выходе из рабочего колеса. Относительные скорости касательны к профилю лопасти (траектории частицы) в данной точке. Из плана скоростей при вращении рабочего колеса по часовой стрелке следует:

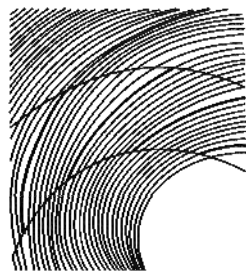


Рис. 1.9

$$\left. \begin{aligned} c_{1r} &= c_1 \sin \alpha_1 = w \cos \beta_1; \\ c_{2r} &= c_2 \sin \alpha_2 = w \cos \beta_2; \\ c_{1u} &= c_1 \cos \alpha_1 = u_1 - c_{1r} \operatorname{ctg} \beta_1; \\ c_{2u} &= c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2. \end{aligned} \right\} \quad (1.13)$$

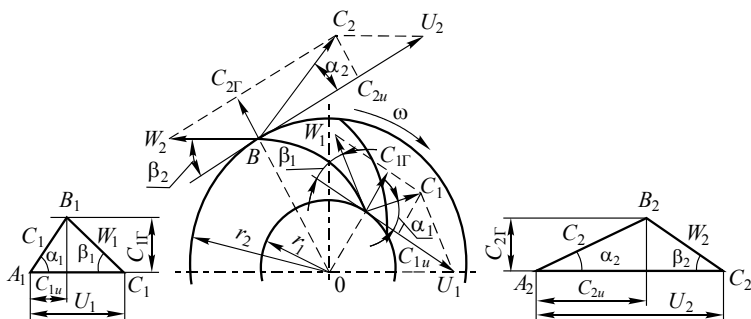


Рис. 1.10

В дальнейшем будем пользоваться не планами, а треугольниками скоростей. Входным будет треугольник $A_1B_1C_1$ а выходным – треугольник $A_2B_2C_2$.

Для получения уравнения Эйлера воспользуемся законом изменения момента количества движения секундной массы относительно оси вала идеального рабочего колеса с бесконечно большим количеством бесконечно тонких лопастей.

Обозначим:

N – мощность на валу рабочего колеса;

m – секундная масса жидкости;

$e_{\text{тот}}$ – полная удельная энергия, сообщаемая жидкости в идеальном рабочем колесе;

ω – угловая скорость рабочего колеса;

M – внешний момент (на валу рабочего колеса);

M_1 – момент количества движения массы на входе в рабочее колесо;

M_2 – момент количества движения массы на выходе из рабочего колеса;

n – частота вращения вала рабочего колеса;

$H_{\text{тот}}$ – теоретический напор при бесконечно большом количестве лопастей.

Согласно закону об изменении момента количества движения массы можно записать:

$$M = \frac{N}{\omega} = M_2 - M_1.$$



Так как $M_1 = mc_1 r_1 \cos \alpha_1 = mr_1 c_{1u}$ и $M_2 = mc_2 r_2 \cos \alpha_2 = mr_2 c_{2u}$, а $N = me_{T\infty}$, то после преобразования получаем

$$M = m(r_2 c_2 - r_1 c_1) = \frac{me_{T\infty}}{\omega}.$$

Поскольку $\omega r_1 = u_1$ и $\omega r_2 = u_2$, после разрешения последнего уравнения относительно $e_{T\infty}$ приходим к уравнению

$$e_{T\infty} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}, \quad (1.14)$$

называемому уравнением Л. Эйлера.

Для случая радиального входа жидкости на рабочее колесо, когда $\alpha_1 = 90^\circ$ и $c_{1u} = 0$, уравнение Эйлера принимает вид

$$e_{T\infty} = u_2 c_{2u}, \quad (1.15)$$

или

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}. \quad (1.16)$$

Так как $u_2 = \pi D_2 n$, то последние уравнения можно записать в виде

$$e_{T\infty} = \pi D_2 n c_{2u} \quad (1.17)$$

и

$$H_{T\infty} = \frac{\pi D_2 n c_{2u}}{g}. \quad (1.18)$$

Из (1.17 и 1.18) следует, что на рабочем колесе за счёт D_2 , n и c_2 можно получить сколь угодно большой напор. Однако в реальных условиях из-за ограничения перечисленных величин повышение удельной энергии на одном колесе насоса не превосходит 5000...7000 Дж/кг, что соответствует напору 500...700 м.

Диаметр рабочего колеса помимо условий прочности ограничивается потерями на трение его дисков о жидкость. Эти потери



пропорциональны пятой степени диаметра колеса. Частота вращения рабочего колеса лимитируется условиями прочности вала и явлением кавитации (см. далее), которая может возникнуть при больших скоростях жидкости. Увеличение окружной составляющей скорости жидкости c_{2u} связано со снижением КПД. Если в уравнение (1.16) подставить значение c_{2u} из (1.13), то получим

$$H_{\infty} = \frac{(\pi D_2 n)^2 - \pi D_2 n c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g}. \quad (1.19)$$

Последнее уравнение устанавливает зависимость напора от D_2 , n , β_2 и указывает на то, что напор зависит от составляющей c_{2r} , определяемой подачей насоса Q .

Преобразуем уравнение (1.13) таким образом, чтобы в него после исключения c_{1u} и c_{2u} вошли относительные, переносные и абсолютные скорости на входе и выходе из колеса. Из рассмотрения треугольников входных и выходных скоростей следует

$$\left. \begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_{1u}; \\ w_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_{2u}. \end{aligned} \right\} \quad (1.20)$$

Подставив в уравнение (1.14) вместо c_{1u} и c_{2u} их значения из (1.20), получим уравнение Эйлера в виде

$$e_{\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

и

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = H_{\infty \text{ст}} + H_{\infty \text{д}},$$

где $H_{\infty \text{ст}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{g}$ и $H_{\infty \text{д}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{g}$ – статический и динамический напоры соответственно.



Для уменьшения потерь энергии в процессе преобразования динамического напора в статический последний должен составлять не менее 75...85 % от полного, т. е. $H_{\text{тост}} = (75...85 \%) H_{\text{тот}}$.

1.4. ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНОГО КОЛИЧЕСТВА ЛОПАСТЕЙ И ВЕЛИЧИНЫ ИХ ВЫХОДНОГО УГЛА НА НАПОР

Согласно принятым ранее допущениям (струйное течение в каналах рабочего колеса, бесконечно большое число бесконечно тонких лопастей), распределение относительных скоростей в сечениях каналов будет таким, как это показано на рис. 1.11, *а*, т. е. давления в соответствующих точках передней АВ и задней ЕД поверхности стенок лопасти будут одинаковыми. Следовательно, исключается их силовое взаимодействие с потоком. В действительности же такое взаимодействие имеет место, значит, при конечном числе лопастей не будет осесимметричного распределения относительных скоростей, как это показано выше. Эпюр относительных скоростей в каналах реальной машины представляется таким, как это показано на рис. 1.11, *б*, т. е. относительные скорости w должны увеличиваться от передней поверхности лопасти к задней. Только в этом случае давление на переднюю поверхность лопасти будет больше, чем на заднюю.

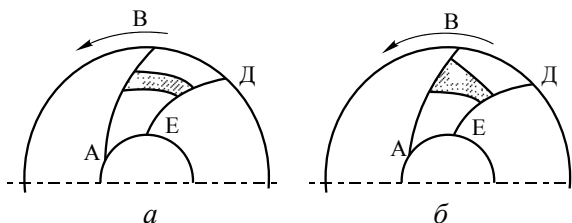


Рис. 1.11

Неравномерное распределение скоростей в канале рабочего колеса можно объяснить, пользуясь понятием относительного вихря. Если рассмотреть закрытый канал, образованный двумя лопастями рабочего колеса и заполненный идеальной жидкостью, то при



вращении его жидкость будет стремиться сохранить состояние покоя относительно неподвижного пространства, т. е. она будет вращаться относительно стенок канала с той же частотой вращения, но в направлении, обратном вращению канала. Тогда движение называется относительным вихрем. Если этот вращающийся канал открыть, то в нём наряду с вихревым возникнет и поступательное движение. В результате геометрического сложения двух таких движений на передней (по ходу вращения) стороне лопасти величина результирующей скорости окажется меньше, чем на задней, а следовательно, давление с передней стороны лопасти будет больше, чем с задней. В случае протекания жидкости в канале колеса скорости малы, например, при значительном уменьшении подачи скорости с передней стороны может стать отрицательной, возникнет обратный ток.

Таким образом, при конечном количестве лопастей эпюр относительных скоростей в каналах рабочего колеса получится неравномерным, следовательно, будет иметь место разность давлений по обе стороны стенок лопастей. Согласно струйной теории (при принятой схеме бесконечно большого числа лопастей) направление относительной скорости при выходе из колеса будет касательно к выходному элементу лопасти. В действительности при конечном количестве лопастей относительная скорость будет различной по окружности колеса, а направление её усреднённого вектора w_2 — некасательно к выходной кромке лопасти: он отклонится в сторону уменьшения угла β_2 , что в свою очередь вызовет уменьшение окружной составляющей с c_2 и до c'_2 , а следовательно, приведёт к уменьшению напора с H_{∞} до H_T .

На характер распределения скоростей в реальном потоке влияет также форма каналов и вязкость жидкости.

Суммарное влияние этих факторов учесть теоретически не представляется возможным. Чтобы применить к реальным потокам и рабочим колёсам результаты, полученные на основании струйной теории Л. Эйлера, вводятся опытные поправочные коэффициенты. Отклонение действительной абсолютной скорости потока c_2 от абсолютной скорости при бесконечном количестве лопастей учитывается поправочным коэффициентом k .



Теоретический напор H_T , развиваемый рабочим колесом при конечном количестве лопастей, меньше напора $H_{T\infty}$. При $c_{1u} = 0$ он будет равен

$$H_T = kH_{T\infty} = k \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{u_2 c'_{2u}}{g},$$

где $k = c'_{2u} / c_{2u}$.

Для определения коэффициента k существует:

- формула Г.Ф. Проскуры

$$k = 1 - \frac{\pi}{z} \frac{\sin \beta_2 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \sin \beta_1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2},$$

- формула К. Пфлейдерера

$$k = \frac{1}{1 + 2 \frac{\varphi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2}},$$

где z – количество лопастей, а $\varphi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \sin \beta_2$.

Известный специалист по турбинам А. Стодола с целью учёта конечного числа лопастей заменил сложное вихревое движение круговым вихрем и получил формулу для определения разности

$$\Delta c_u = c_{2u} - c'_{2u} = \frac{\pi}{z} u_2 \sin \beta_2.$$

Практика и теоретические исследования показывают, что высокий КПД, а также устойчивую работу машины можно получить только в том случае, когда выдерживается оптимальное значение выходного угла потока β_2 . Именно этот угол имеет решающее значение для формы каналов рабочего колеса.



В зависимости от значений β_2 в центробежных лопастных машинах (насосах и компрессорах) применяют рабочие колёса трёх типов (рис. 1.12): с лопастями, загнутыми назад ($\beta_{2л} < 90^\circ$), радиальными лопастями ($\beta_{2л} = 90^\circ$) и лопастями, загнутыми вперёд ($\beta_{2л} > 90^\circ$). Обычно угол β_2 меньше лопастного угла $\beta_{2л}$ на $3 \dots 5^\circ$.

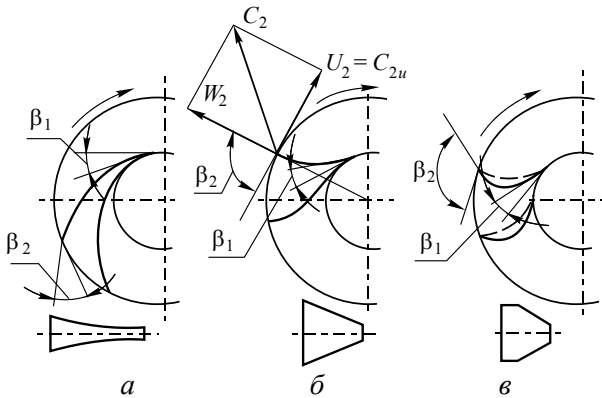


Рис. 1.12

Для создания высокоэкономичных насосов применяются главным образом рабочие колёса с лопастями, загнутыми назад. Другие два типа применяются в некоторых компрессорных машинах. Чтобы сравнить рабочие колёса с различными лопастями, т. е. с различными углами $\beta_{2л}$, рассмотрим все три типа, при условии, что все они обеспечивают одинаковую подачу Q , имеют один и тот же диаметр рабочего колеса D_2 , частоту вращения n и входной угол $\alpha = 90^\circ$. Во всех случаях $c_1 = c_{1r} = c_{2r}$.

Исследуем выражение для напора (1.19), представленное в виде

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g} = \frac{u_2}{g} (u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2) \quad (1.21)$$

для углов $\beta_2 < 90^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$ и $\beta_2 > 90^\circ$.

1. Из выходного треугольника скоростей следует, что при некоторой величине $\beta_{2\min}$ вектор абсолютной скорости c_2 станет



равным c_{2r} (рис. 1.13). В этом случае насос перестанет создавать напор, так как $c_{2u} = 0$. Это произойдёт, когда

$$\operatorname{ctg} \beta_{2\min} = \frac{u_2}{c_{2r}} \quad \text{или при} \quad \beta_{2\min} = \operatorname{arccotg} \frac{u_2}{c_{2r}}.$$

Таким образом, существует минимальный угол $\beta_{2\min}$, когда $H_{\infty} = 0$.

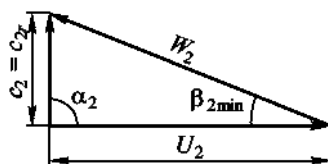


Рис. 1.13

2. Для лопастей, у которых $\beta_2 = 90^\circ$, из плана скоростей (рис. 1.12, б) видно, что $c_2 = u_2$, и, следовательно, выражение для напора примет вид

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2}{g}.$$

Так как динамический напор равен

$$H_{\infty\text{д}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g},$$

то для упрощения исследования будем полагать, что $c_{1r} = c_{2r} = c_1$. Тогда выражение в числителе преобразуется к виду $c_2^2 - c_1^2 = c_2^2 - c_{2r}^2$, а из выходного треугольника скоростей следует, что $c_2^2 - c_{2r}^2 = c_{2u}^2$, и окончательно:

$$H_{\infty\text{д}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_{2u}^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g},$$

т. е. динамический напор в данном случае равен половине полного.

3. Исследуем рабочее колесо с лопастями, у которых $\beta_2 > 90^\circ$. Из уравнения (1.21) видно, что с увеличением β_2 напор растёт. Однако существует максимально допустимый угол $\beta_{2\max}$, при котором весь напор будет создаваться только как динамическая составляющая.

Так как

$$H_{T\infty\text{CT}} = H_{T\infty} - H_{T\infty\text{Д}} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{g} c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g},$$

а $c_2^2 - c_1^2 = c_{2u}^2 = (u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2$, то уравнение для статического напора можно представить в виде

$$H_{T\infty\text{CT}} = \frac{u_2^2 - (c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g}. \quad (1.22)$$

Решение этого уравнения относительно угла β_2 при $H_{T\infty\text{CT}} = 0$ даёт следующие его значения:

- минимальный угол $\beta_{2\text{мин}} = \operatorname{arctg} \frac{u_2}{c_{2r}}$ (соответствует случаю $\beta_2 < 90^\circ$);
- максимальный угол $\beta_{2\text{макс}} = \operatorname{arctg} \left(-\frac{u_2}{c_{2r}} \right) = \pi - \operatorname{arctg} \frac{u_2}{c_{2r}}$.

Максимальному углу $\beta_{2\text{макс}}$ соответствует значение $c_{2u} = 2u_2$ (рис. 1.14).

Совмещённые векторные диаграммы для всех рассмотренных случаев показаны на рис. 1.15.

Пользуясь уравнениями (1.21) и (1.22), можно построить графические зависимости $H_{T\infty} = f(\beta)$ и $H_{T\infty\text{CT}} = f(\beta)$ (рис. 1.16).

Из рис. 1.16 видно, что при углах $\beta_2 < 90^\circ$ статическая часть напора преобладает над динамической. При углах $\beta_2 > 90^\circ$ динамический напор превалирует над статическим. Каналы, образованные лопастями с $\beta_2 < 90^\circ$, получают более выгодными в гидравлическом отношении, а следовательно, и потери в них будут меньшими.

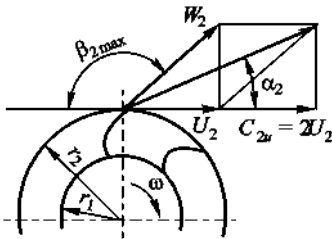


Рис. 1.14

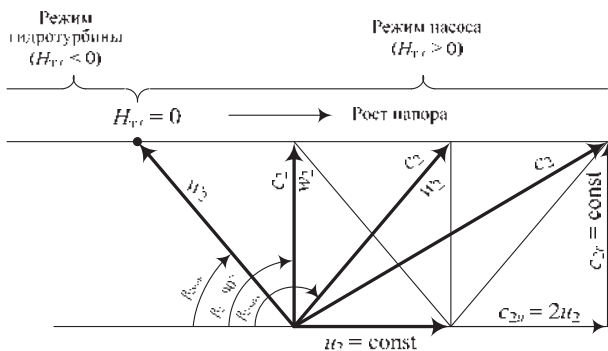


Рис. 1.15

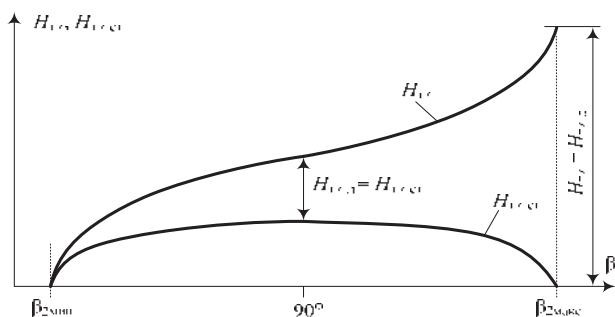


Рис. 1.16

До недавнего времени у радиальных вентиляторов в большинстве случаев лопатки делали загнутыми вперёд, что позволяло уменьшить габариты вентиляторов. В настоящее время вентиляторы выполняют с лопастями, загнутыми назад, что приводит к увеличению КПД и уменьшению шума, хотя габариты вентилятора несколько увеличиваются. У центробежных насосов всегда лопатки делают загнутыми назад. Входные кромки лопастей любых центробежных (радиальных) нагнетателей для обеспечения безударного входа всегда следует отгибать в направлении вращения ($\beta_1 < 90^\circ$). Это требование вызывается тем, что на входе вектор абсолютной скорости при отсутствии предварительного закручивания ($c_1 = 0$) направлен радиально, и по правилу параллелограмма угол между векторами относительной и окружной скоростей получается тупым. Очертания лопастей при загнутых углах входа и выхода должны быть плавными, и желательно применять профилированные объёмные лопатки.



Отношение статического напора $H_{\text{т.ст}}$ к полному $H_{\text{т}}$ носит название коэффициента реактивности $\rho_{\text{т}}$, который равен

$$\rho_{\text{т}} = \frac{H_{\text{т.ст}}}{H_{\text{т}}}.$$

При радиальном входе жидкости в рабочее колесо ($\alpha_1 = 90^\circ$; $c_{1u} = 0$)

$$\rho_{\text{т}} = \frac{H_{\text{т.ст}}}{H_{\text{т}}} = \frac{H_{\text{т}} - H_{\text{т.д}}}{H_{\text{т}}} = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}.$$

Коэффициент реактивности определяется углом β_2 . Чем больше $\rho_{\text{т}}$, тем больше напор. Для насосов обычно $\rho_{\text{т}} = 0,6 \dots 0,8$.

1.5. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНЕТАТЕЛЕЙ: ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ, УНИВЕРСАЛЬНЫЕ, СОВМЕЩЁННЫЕ

Для подбора нагнетателей и анализа их работы нужно знать взаимосвязь между основными параметрами: подачей Q , полным давлением p , мощностью N , КПД η , плотностью перемещаемой жидкости ρ , диаметром D , частотой вращения ω .

Поскольку при современном состоянии гидроаэродинамики (в частности, гидроаэродинамики нагнетателей) расчётным путем установить эту взаимосвязь чрезвычайно затруднительно, приходится прибегать к эксперименту, пересчитывая получаемые зависимости по законам подобия и строя результирующие графики – характеристики.

Наибольшее применение для лопаточных нагнетателей получили зависимости давления, мощности и КПД от подачи при неизменных плотности перемещаемой жидкости, геометрических размерах и частоте вращения. Такого рода график получил название полной характеристики нагнетателя с нанесением при ρ , D , $\omega = \text{const}$ кривых $p = f_1(Q)$, $N = f_2(Q)$ и $\eta = f_3(Q)$. Все упомянутые зависимости обычно строят на одном графике в соответствующих масштабах, причём Q откладывают по оси абсцисс, а p , N и η – по оси ординат (рис. 1.17).

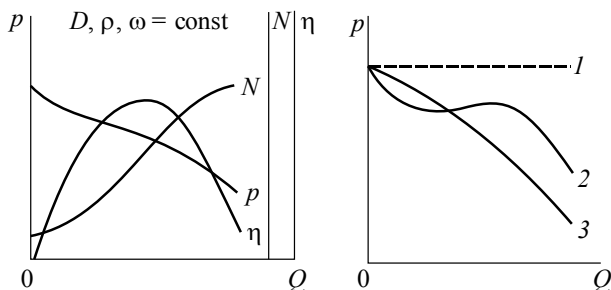


Рис. 1.17

При подборе и эксплуатации насосов необходимо знать зависимости между их основными техническими показателями, которые отражают характеристику насоса. Под характеристикой насоса понимают графические зависимости между его основными рабочими параметрами.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Зависимость $H = f(Q)$ называют **напорной характеристикой**.

В объёмных машинах характеристикой является зависимость подачи Q , мощности N и КПД η от создаваемого давления p при постоянной частоте вращения. В этом случае Q , N , и η откладывают по оси ординат, а p – по оси абсцисс. Знание характеристик позволяет расширить область применения машин, а также более рационально использовать их на различных режимах работы. Форма (крутизна) характеристик позволяет судить о надёжности, устойчивости в работе насоса и его экономичности.

Характеристика, построенная с помощью аналитических зависимостей, называется теоретической. Она показывает только качественную взаимосвязь, например, между H и Q . Для получения характеристик, отражающих количественную зависимость между основными рабочими параметрами, проводят испытания реальной машины и только тогда, после обработки полученных результатов, строят действительные или рабочие характеристики.

Для получения теоретической характеристики $H_{\text{т}} = f(Q_{\text{т}})$ рассматривается работа одноступенчатой машины при следующих допущениях: а) машина идеальная, т. е. потери в ней отсутствуют; б) количество лопастей – бесконечно большое; в) вход жидкости в рабочее колесо радиальный ($\alpha_1 = 90^\circ$); г) машина в этом случае создаёт напор $H_{\text{т}}$ и подаёт количество жидкости $Q_{\text{т}}$.

Используя (1.21) с учётом того, что $u_2 = \pi D_2 n$ и $c_{2r} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2}$,

уравнение для напора преобразуем к виду

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g} = \frac{(\pi D_2 n)^2}{g} - \frac{n}{g b_2} Q_T \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (1.23)$$

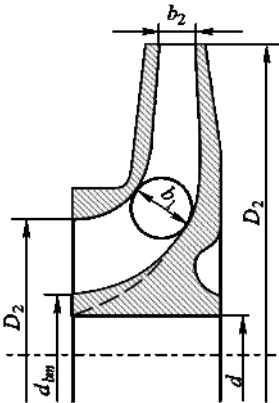


Рис. 1.18

В полученном выражении величины D_2 и b_2 являются конструктивными элементами рабочего колеса (рис. 1.18) и для данного насоса будут неизменными. Величины H_{∞} , Q_T и n могут изменяться при выбранном угле β_2 в весьма широких пределах. Теоретически за счёт изменения величин, входящих в уравнение (1.23), можно добиться любых значений H_{∞} и Q_T . Рассмотрим случай, когда частота вращения n остаётся постоянной, а угол β_2 изменяется в пределах от $\beta_{2\min}$ до $\beta_{2\max}$, т. е. составим

функциональную зависимость $H_{\infty} = f(Q_T)$ при $n = \text{const}$ для различных форм лопастей, определяемых углом β_2 .

Обозначим $\frac{(\pi D_2 n)^2}{g} = A$ и $\frac{n}{g b_2} = B$. Тогда выражение (1.23)

примет вид

$$H_{\infty} = A - B Q_T \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (1.24)$$

Нетрудно видеть, что (1.24) является уравнением прямой, причём прямая выходит не из начала координат. Угол её наклона будет зависеть от типа лопасти, т. е. от угла β_2 . Так, для угла $\beta_2 < 90^\circ$ (при лопастях, загнутых назад) будем иметь прямую с положительным угловым коэффициентом, поскольку $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$. В этом случае с увеличением подачи напор уменьшается (прямая идёт вниз). Для угла $\beta_2 = 90^\circ$ (радиальных лопастей), когда $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$, напор с изменением подачи не меняется (прямая параллельна Q_T), а когда $\beta_2 > 90^\circ$ (для лопастей, загнутых вперед) и $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$, получаем пря-



мую с отрицательным угловым коэффициентом. Следовательно, с увеличением подачи напор растёт (прямая идёт вверх). Указанные характеристики показаны на рис. 1.19, на котором видно, что зависимость $N_\infty = f(Q_T)$ для рабочих колес с лопастями, загнутыми назад, выгодно отличается от двух других типов ($\beta_2 > 90^\circ$ и $\beta_2 = 90^\circ$).

При изменении частоты вращения изменяется ордината A (рис. 1.19). Это значит, что пучок прямых переместится вверх (когда n растёт) или вниз (при уменьшении n). Полученная зависимость $H_{T\infty} = f(Q_T)$ справедлива для всех лопастных машин (насосов, компрессорных машин, турбин).

Для построения напорной характеристики $H = f(Q)$, т. е. зависимости с учётом возникающих при работе насоса гидравлических потерь, необходимо установить характер их изменения с изменением подачи. Для того чтобы определить влияние гидравлических потерь на характеристику насоса $H = f(Q)$ и их зависимость от подачи, разобьём эти потери на два вида: а) ΔH_1 – потери, существующие на всех режимах работы насоса; б) ΔH_2 – потери, возникающие только на нерасчётных режимах, т. е. когда подача больше или меньше расчётной; их называют потерями «на удар». Первый вид можно выразить зависимостью

$$\Delta H_1 = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (1.25)$$

в которой первый член – это объединённые потери на трение во всех элементах проточной части, а второй – потери при расширении струи в проточной части.

В формуле (1.25): v – скорость в рассматриваемом сечении канала; λ – коэффициент гидравлического трения; ζ – коэффициент сопротивления; d – эквивалентный диаметр рассматриваемого сечения канала; l – эквивалентная длина канала.

Определение потерь ΔH_1 по формуле (1.25) связано с большими трудностями, так как значения входящих в неё величин, особенно

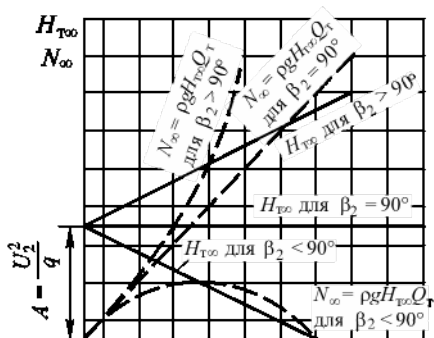


Рис. 1.19



коэффициентов, не поддаётся точному определению. Полагая для простоты закон изменения потерь ΔH_1 в виде квадратичной параболы, уравнение (1.25) можно переписать в виде

$$\Delta H_1 = k_1 Q^2,$$

где k_1 – постоянная величина для данного насоса.

Потери ΔH_2 на входе и на выходе вызываются отклонением подачи от расчётной в большую или меньшую сторону. Эти потери возникают из-за внезапного изменения направления и величины скорости потока. Если при расчётной подаче скорости потока соответствуют расчётным углам лопастей, то при ее изменении этого соответствия уже не будет.

Для определения потерь на входе рассмотрим входные треугольники скоростей при расчётном и нерасчётном режимах работы. На рис. 1.20, *а* при расчётном режиме входным треугольником является ΔABC . При нормальной подаче меридианная скорость будет c_{1r} , поток входит на колесо под углом α_1 с окружной составляющей c_{1u} . В случае уменьшения подачи абсолютная скорость входа будет $c'_1 < c_1$, меридианная – $c'_{1u} > c_{1u}$. Поток войдёт в колесо уже под углом α'_1 с окружной составляющей $c'_{1u} > c_{1u}$ при постоянном угле лопасти β_1 . Изменение указанных выше величин вызовет гидравлические потери на входе, которые можно выразить как

$$\Delta h_{1s} = k_2 \frac{\Delta c_{1u}^2}{2g} = k_2 \frac{(c'_{1u} - c_{1u})^2}{2g}, \quad (1.26)$$

где k_2 – коэффициент, учитывающий постоянные величины при определении гидравлических потерь.

Аналогичное явление наблюдаем на выходе. Если при расчётной подаче Q_p выходным треугольником был ΔABC (рис. 1.20, *б*), то при уменьшении подачи он будет ΔADC ; при этом составляющая c_{2u} растёт до c'_{2u} . Её увеличение будет равно $\Delta c_{2u} = c_{2u} - c'_{2u}$. Когда подача станет больше расчётной, то Δc_{2r} и Δc_{2u} будут отрицательными.

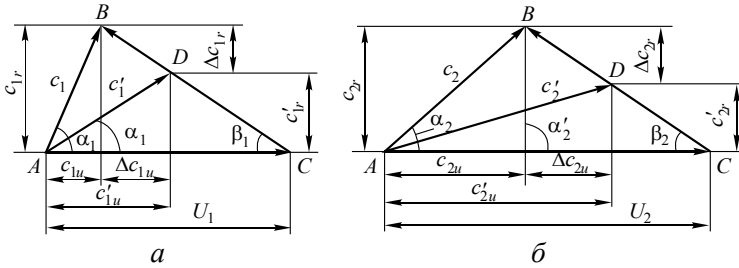


Рис. 1.20

Потери при выходе из рабочего колеса по аналогии с уравнением (1.26) будут выражаться зависимостью

$$\Delta h_{2s} = k_3 \frac{\Delta c_{2u}^2}{2g}. \quad (1.27)$$

Из рис. 1.20 нетрудно видеть, что одинаковым приращением подач (c_{1r} и c_{2r}) соответствуют и равные приращения Δc_{1u} и Δc_{2u} . Следовательно, изменение подачи от расчётной в большую или меньшую сторону приводит к потерям, определяемым по формулам (1.26) и (1.27). Эти потери пропорциональны квадрату изменения подачи.

Принимая во внимание уравнения (1.26) и (1.27) и объединяя их в одно, получим выражение для суммарной гидравлической потери (на входе и выходе) при отклонении от расчётного режима:

$$\Delta H_2 = k_4 (Q_x - Q_p)^2, \quad (1.28)$$

где Q_p – расчётная подача; Q_x – подача больше или меньше расчётной.

Уравнение (1.28) является параболой второй степени с вершиной, лежащей на оси подач при расчётном режиме. Для построения характеристики $H = f(Q)$ необходимо построить графическую зависимость, определяемую уравнением

$$H = H_T - \Delta H_1 - \Delta H_2,$$

или

$$H = H_T - k_1 Q^2 - k_4 (Q_x - Q_p)^2.$$

График $H=f(Q)$ для случая, когда $\beta_2 < 90^\circ$, строят следующим образом:

- по оси ординат откладывают максимальное значение $H_{T\infty}$ (рис. 1.21) и проводят прямую $H_{T\infty} = f(Q_T)$;

- по коэффициенту k , учитывающему конечное количество лопастей, определяют теоретический напор H_T по формуле

$$H_T = kH_{T\infty}.$$

Эта формула описывает прямую, не обязательно параллельную $H_{T\infty}$;

- в той же системе координат строят зависимость

$$\Delta H_1 = k_1 Q^2;$$

- вычитая из ординат H_T потери ΔH_1 , получают вспомогательную кривую $H_T - \Delta H_1 = \varphi(Q)$. Наносят на график параболу $\Delta H_2 = k_4(Q_x - Q_p)$. Вычитая из ординат вспомогательной кривой $H_T - \Delta H_1 = \varphi(Q)$ потери ΔH_2 , получают зависимость $H = f(Q_T)$.

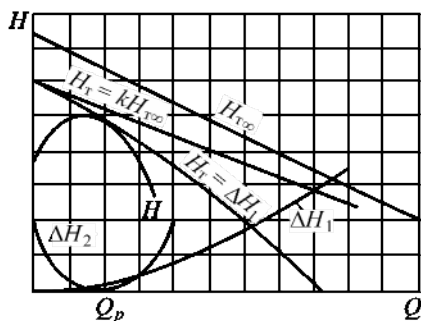


Рис. 1.21

В силу характера рассматриваемых гидравлических потерь и того, что расположение максимального КПД определяется суммой потерь на трение и на удар, режиму максимального КПД будет соответствовать меньшая подача, чем в расчётном режиме. Форма характеристики $H=f(Q)$ с учетом объёмных потерь не изменится, а только несколько сместится в

сторону. Итак, напорная характеристика $H=f(Q)$ представляет собой параболу, вершина которой смещена вправо от оси H , т. е. в общем случае параболы имеет восходящую ветвь, максимум и нисходящую ветвь (рис. 1.21).

Форма характеристики, её крутизна определяются, как было показано, гидравлическими потерями. Характеристика, показанная



на рис. 1.21, может привести к неустойчивой работе машины. Для получения характеристики, исключающей неустойчивую работу, необходимо спроектировать и выполнить проточную часть насоса так, чтобы последняя не имела восходящей ветви (западающей части), т. е. максимальное значение напора должно быть при $Q = 0$, как это указано на рис. 1.22.

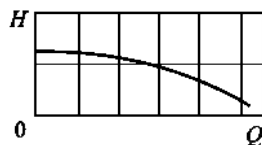


Рис. 1.22

Рабочая характеристика [$H=f(Q)$, $N=f(Q)$, $\eta=f(Q)$]. Её получают после обработки результатов испытаний машины на специальном стенде. На рис. 1.23 изображена примерная схема такого стенда для получения зависимостей. Стенд содержит: 1 – вентиль

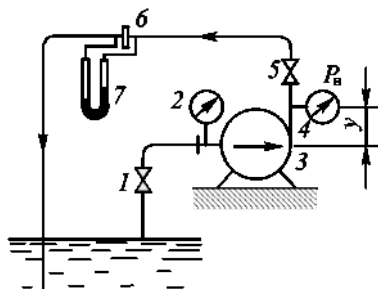


Рис. 1.23

на всасывающей линии; 2 – вакуумметр; 3 – насос; 4 – манометр; 5 – вентиль на напорной линии; 6 – мерное устройство; 7 – манометр.

В процессе испытаний при постоянной частоте вращения, используя показания приборов, определяют подачу, напор, мощность и КПД. По характеристике машины судят о диапазоне её использования и экономичности на различных режимах работы (на данную сеть).

Для построения характеристики необходимо снять показания приборов для 6...8 режимов, т. е. при 6...8 различных подачах. Подача изменяется с помощью вентилля (задвижки) на напорном трубопроводе.

Подачу определяют одним из известных способов: весовым или с помощью водослива, сужающего устройства (мерной диафрагмы или мерным соплом), интегрирующей трубки, магнитного расходомера и т. д. Наиболее распространенным является способ определения подачи по перепаду давления в сужающем устройстве.

На рис. 1.24 в качестве примера приведена характеристика насоса ВК-18 при частоте вращения 1450 1/мин для рабочих колёс с диаметрами $D_2 = 268$ и 250 мм. Кривизна зависимости $H=f(Q)$ определяет надёжность и экономичность машины при работе на данную сеть. В любом случае зависимость $H=f(Q)$ желательно иметь моно-



тонно падающей, пологой без восходящей ветви, т. е. максимальное значение напора должно приходиться на нулевую подачу ($Q = 0$).

Следует отметить, что зависимости $H = f(Q)$ одной и той же машины при различных частотах вращения суть эквидистантные кривые, т. е. при наложении их одной на другую они сливаются (совмещаются) (рис. 1.24). Такое свойство присуще всем лопастным машинам.

На рис. 1.25 показана характеристика центробежного насоса, на которой совмещены зависимости $H = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ при работе насоса на различных частотах вращения. Такая характеристика называется **универсальной**.

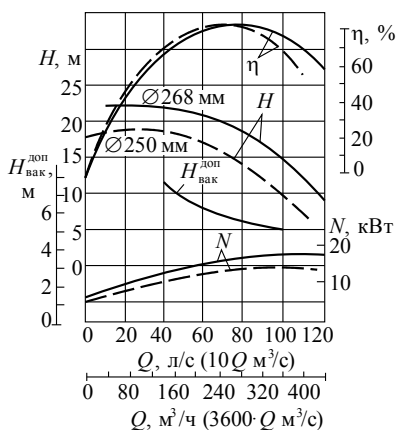


Рис. 1.24

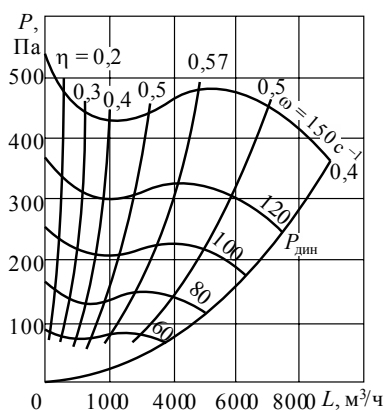


Рис. 1.25

На универсальной характеристике можно выделить отрезки кривых $p(Q)$, или площадки, соответствующие наиболее экономичным условиям работы и ограниченные слева и справа кривыми $\eta = f(Q)$, где $\eta > 0,9\eta_{\max}$ (рис. 1.25).

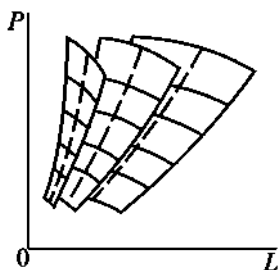


Рис. 1.26

Совмещённые характеристики получаются, например, построением на одном графике в том или ином масштабе ограниченных универсальных характеристик для разных номеров или всей серии нагнетателей (рис. 1.26).

Для подбора нагнетателей (как правило, вентиляторов) используются также **обезличенные и безразмерные** характеристики.

Глава 2

НАСОСЫ

2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

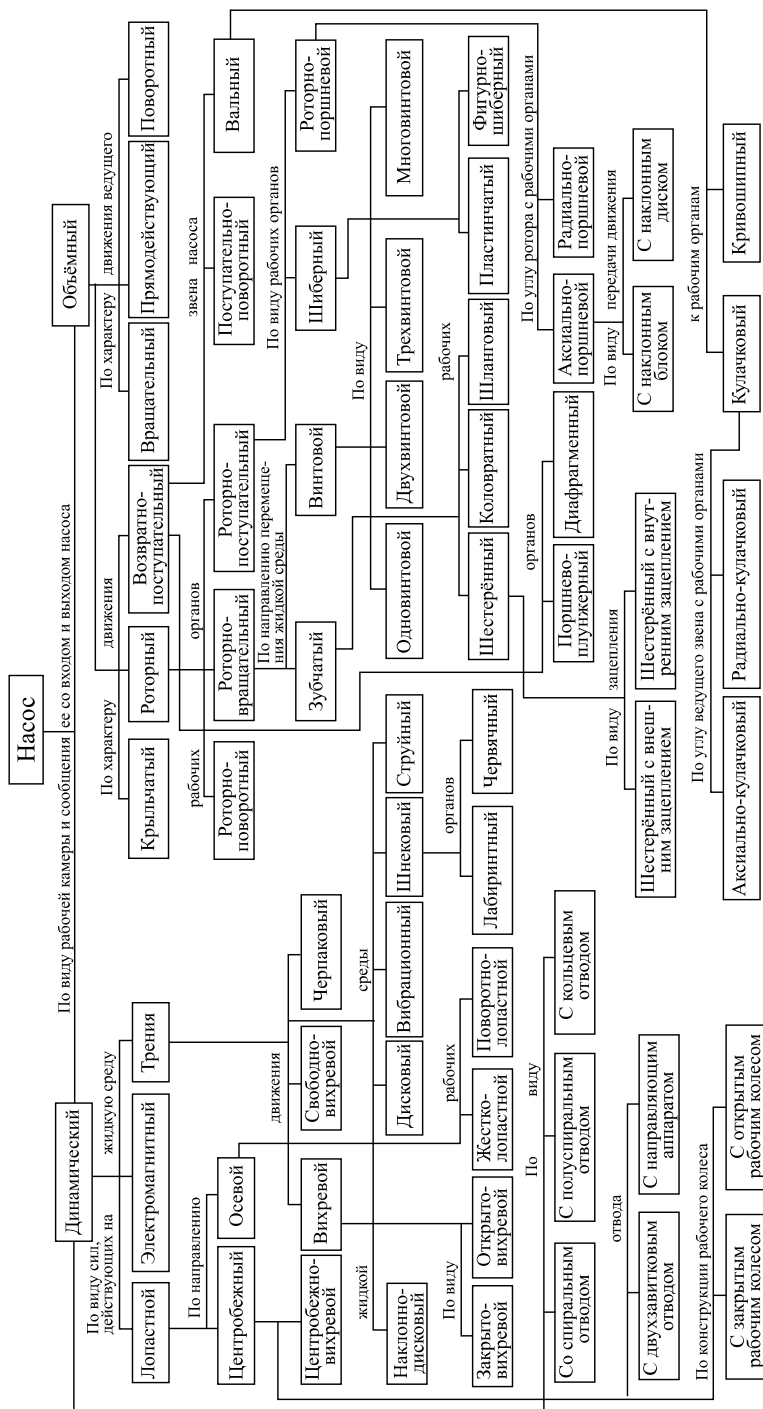
Перемещаемые насосами капельные жидкости в отличие от газов практически несжимаемы, они обладают несравненно большей плотностью, большей вязкостью и некоторыми другими физическими особенностями.

Из-за этих физических особенностей капельных жидкостей насосы для их перекачки имеют ряд конструктивных и эксплуатационных особенностей. Например, для обеспечения большей герметичности соединений применяют всякого рода сальники; для уменьшения неравномерности подачи в поршневых насосах устанавливают воздушные колпаки и т. д.

В дополнение к ранее приведённой классификации нагнетателей ниже приводится классификация насосов в соответствии с государственным стандартом, разнообразие которых достигает 130 вариантов исполнения (рис. 2.1).

2.2. ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС

Центробежные насосы в силу целого ряда своих качеств являются, пожалуй, самыми распространёнными из всех типов насосов. Широкий диапазон подач (до десятков кубических метров в секунду) и напоров (несколько тысяч метров), высокая частота вращения, достигающая до десятков тысяч оборотов в минуту, и сравнительно высокий КПД (80...85 %) позволяют использовать их в самых различных отраслях производства, на транспорте и в быту.



Puc. 2.1



Обычный одноколёсный центробежный насос (рис. 2.2) состоит из лопастного колеса 1 и спирального корпуса 2. В некоторых конструкциях на выходе из колеса устанавливают направляющий аппарат 3, способствующий уменьшению гидравлических потерь на выходе из колеса в корпус. Следует отметить, что в современных конструкциях насосов направляющие аппараты применяют редко, так как они усложняют конструкцию и увеличивают её габариты. Лопастной направляющий аппарат, кроме того, сужает область режимов с высоким КПД.

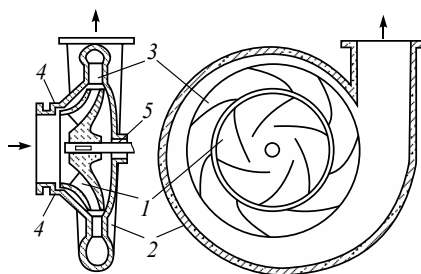


Рис. 2.2

Корпус изготавливается литым (обычно чугуном), причём по мере раскрытия спирали может возрастать и его ширина. Разъём делается по вертикальной или горизонтальной плоскости, т. е. в плоскости вращения колеса или в плоскости, нормальной к ней. Для уменьшения зазора 4 между всасывающим патрубком корпуса и колесом устраивают лабиринтное уплотнение или даже применяют сальники. Этим уменьшают обратную циркуляцию жидкости внутри насоса («короткое замыкание»), понижающую КПД. Отверстие 5 в корпусе, через которое пропускается вал колеса, для обеспечения герметизации также снабжают сальником.

Корпус насоса объединяет подвод (подводящее устройство) и отвод (отводящее устройство). Корпус насоса оказывает не меньшее влияние на его экономичность и надёжность в работе, чем рабочее колесо.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Подводом называется элемент проточной части между фланцем входного патрубка насоса и приёмным трубопроводом.

Он служит для уменьшения потерь при входе на рабочее колесо и улучшения кавитационных качеств насоса, позволяет создать равномерное и осесимметричное поле скоростей, сделать движение жидкости перед рабочим колесом установившимся.

Подводы выполняются осевыми либо боковыми. На рис. 2.3, а показан осевой подвод в виде конфузорного патрубка.



Боковые подводы могут быть нескольких типов: спиральный подвод (рис. 2.3, б), позволяющий получить определённый момент скорости на входе в рабочее колесо; симметричный (кольцевой) (рис. 2.3, в), не создающий момента скорости; подвод в виде сужающихся колен (рис. 2.3, г) большего или меньшего радиуса и подводы боковые, выполненные в виде лопаточных направляющих аппаратов (применяются в многоступенчатых насосах).

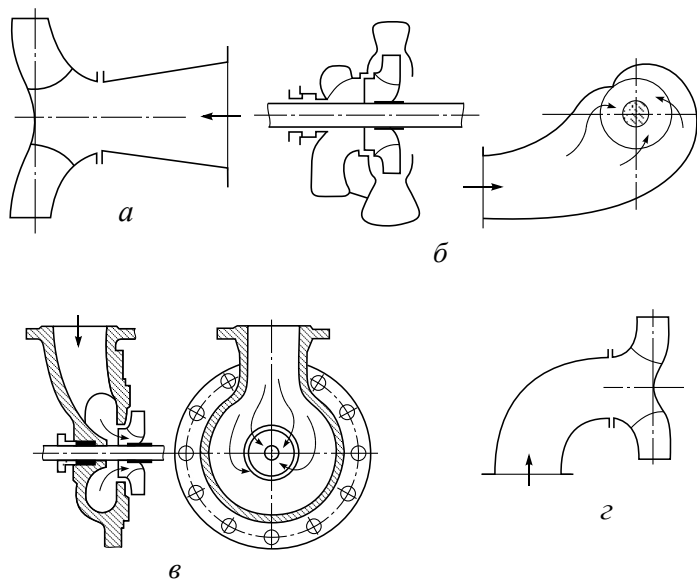


Рис. 2.3

Осевые подводы наиболее распространены в консольных и вертикальных насосах с односторонним входом жидкости в рабочее колесо. Боковые подводы применяют в насосах с двусторонним входом жидкости или с проходным валом, а также в большинстве многоступенчатых насосов.

Симметричный подвод, не обеспечивающий создания равномерного поля скоростей по обе стороны вала, заметно снижает КПД насоса, но он прост в конструктивном решении. Спиральный подвод стабилизирует поток, улучшает условия входа его на лопасти рабочего колеса, позволяет снизить относительную скорость жидкости w_1 , а следовательно, и потери в каналах рабочего колеса, связанные с диффузорностью. У насосов с односторонним подводом



жидкости к рабочему колесу предпочтение следует отдать наиболее простому подводу – конфузорному патрубку.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Отводом называется часть корпуса, служащая в общем случае для сбора жидкости, выходящей из каналов рабочего колеса, преобразования кинетической энергии жидкости в потенциальную и подвода жидкости к следующей ступени или отвода её в напорный трубопровод.*

Отводы бывают спиральные, кольцевые и лопаточные.

Спиральный отвод представляет собой канал со всё возрастающими сечениями и заканчивающийся присоединённым диффузором (рис. 2.4, а). Такие отводы чаще всего применяются в одноступенчатых насосах, однако не исключается возможность применения их и в насосах многоступенчатых.

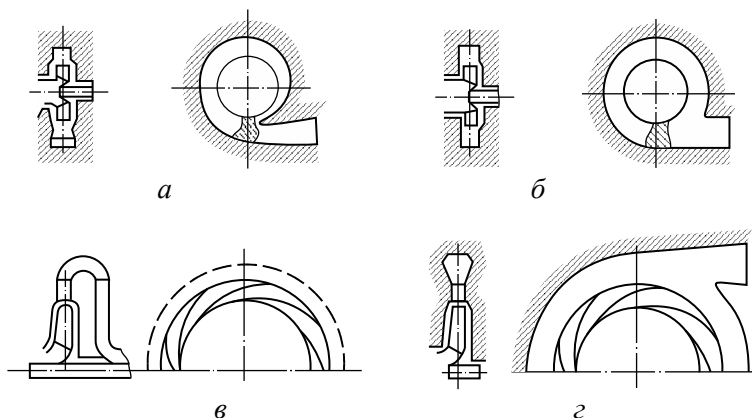


Рис. 2.4

Кольцевой отвод состоит из кольцевого канала с постоянной или несколько увеличивающейся (от языка) площадью сечений (рис. 2.4, б). Кольцевые отводы применяются преимущественно в насосах, перекачивающих жидкость со взвесями.

Экспериментами установлено, что в кольцевых отводах гидравлические потери больше, чем в спиральных, а поэтому и КПД у насоса с кольцевым отводом будет на 2...4 % ниже, чем у насоса со спиральным отводом.

Лопаточный отвод можно рассматривать как неподвижную, круговую решётку, расположенную вокруг рабочего колеса, состоящую из серии каналов, образованных неподвижными лопатками

(рис. 2.4, в). Канал любого лопаточного направляющего аппарата состоит из двух участков: начального – спирального (рис. 2.4, з) и диффузорного в одноступенчатом или переводного канала в многоступенчатом насосе.

Лопаточные отводы применяются главным образом в многоступенчатых насосах. В крупных насосах иногда используются составные отводы, состоящие из последовательно расположенных лопаточного и спирального или кольцевого отводов. Применение того или иного из них диктуется экономичностью при эксплуатации и стоимостью изготовления машины.

Отвод значительно влияет на КПД насоса. Чем большую часть динамического напора он преобразует в давление, тем совершеннее (в смысле гидравлики) должны быть его каналы. В этом смысле спиральные отводы имеют преимущество перед лопаточными, их каналы выгоднее отличаются от каналов лопаточных отводов. Однако канал спирального отвода сложно поддаётся механической обработке в отличие от каналов лопаточных отводов.

Совершенствование технологии изготовления спиральных отводов (точное литьё) позволит резко уменьшить в них гидравлические потери и тем самым расширить область использования их в многоступенчатых машинах.

В заключение, говоря о спиральном отводе, следует обратить внимание на один из существенных его недостатков, а именно: при нерасчётных режимах работы в нём возникают радиальные силы, приводящие к увеличению прогиба вала. Причиной появления радиальных (поперечных) сил является нарушение осевой симметрии потока за рабочим колесом при работе насоса в нерасчётном режиме. Так, при уменьшении подачи спиральный отвод работает как

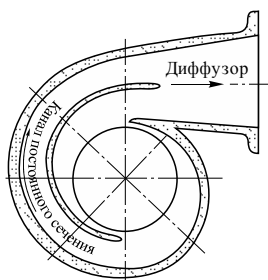


Рис. 2.5

диффузор, а при увеличении – как конфузор. В обоих случаях это приводит к тому, что поля скоростей и давлений по выходному сечению рабочего колеса перестают быть осесимметричными.

Для уменьшения радиальной силы в отводе устанавливают перегородку, получается двойной спиральный отвод (рис. 2.5). В нём поток разделяется на две равные части; начало перегородки отстоит на 180° от языка



спирали. В таком отводе, хотя и сохраняется неравномерность давлений, однако возникают две противоположно направленные силы. Практика показала, что и двойной отвод не устраняет полностью радиальную силу.

В многоступенчатых насосах со спиральными отводами уменьшения радиальной силы достигают за счёт соответствующего разворота корпуса.

Колесо центробежного насоса выполняют литым из стали, чугуна, бронзы или других материалов. Для обеспечения более благоприятных условий течения жидкости в каналах между лопастями, а также для уменьшения гидравлических потерь в колесе каналы, как правило, изготавливают с плавным контуром поворотного участка и рабочих лопастей, а также с уменьшением ширины по мере увеличения радиуса (конические колёса).

Особенностью колёс центробежных насосов являются отогнутые назад лопасти ($\beta_2 < 90^\circ$). Такая конструкция обеспечивает наименьшие гидравлические потери при течении жидкости между лопастями и при входе в кожух. При этом коэффициент давления будет небольшим, но вполне достаточным для получения при высоких плотностях капельных жидкостей необходимых давлений. Давления до 1 МПа (напоры до 100 м вод. ст.) на одну ступень могут быть получены при окружных скоростях до 50 м/с, хотя по прочностным показателям могут быть допущены еще более высокие окружные скорости. Другая особенность центробежного насоса — невозможность пуска его в действие без предварительного залива перекачиваемой жидкостью, так как наличие зазора между уплотнительным кольцом рабочего колеса и корпусом не позволяет создать необходимое разрежение и обеспечить поступление жидкости к рабочему колесу. Чтобы запустить насос, его корпус и весь приёмный трубопровод необходимо заполнить перекачиваемой жидкостью. При вращении рабочего колеса лопасти захватывают жидкость, которая под влиянием сил, возникающих при обтекании ею лопастей, отбрасывается от центра колеса к периферии, попадает в корпус и далее в напорный трубопровод. Непрерывное вращение колеса обеспечивает и непрерывное течение жидкости через рабочее колесо и равномерную её подачу потребителю.

Увеличение давления, если дальнейшее повышение частоты вращения ограничено по соображениям прочности, удобства

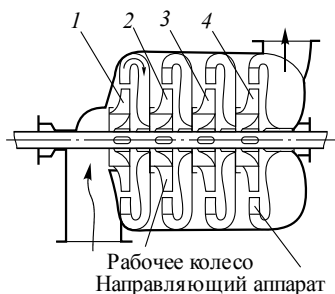


Рис. 2.6

привода или опасения кавитации, достигается последовательным соединением нескольких ступеней (на рис. 2.6 позиции 1, 2, 3, 4), причем для обеспечения компактности конструкции соединительные каналы предусматривают при отливке корпуса.

При разработке конструкции насоса следует учитывать, что в нём возникает осевое давление на рабочее колесо (рис. 2.7, а), в результате чего приходится предусматривать разгрузочные устройства. Осевое давление возникает главным образом вследствие того, что на задний диск 1 и переднее кольцо 2 колеса действует давление со стороны жидкости в корпусе. Поскольку площадь задней части диска больше площади переднего кольца, результирующая этих двух сил направлена в сторону всасывания.

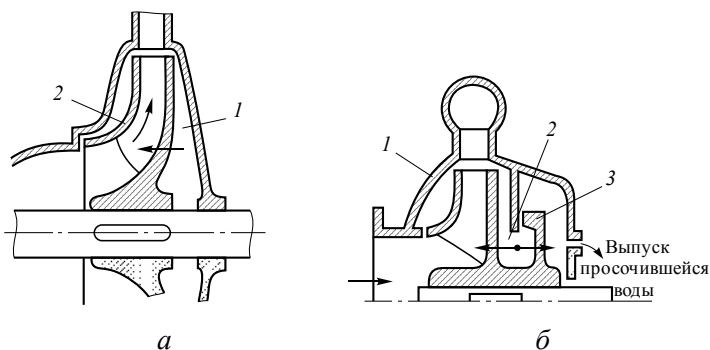


Рис. 2.7

В крупных насосах сила осевого давления может достигать нескольких тонн и требуются серьезные меры для её снижения, так как иначе колесо сместится и может произойти повреждение насоса.

В простейших центробежных насосах низкого давления для разгрузки давления просверливают отверстия в заднем диске колеса, однако такое мероприятие связано с увеличением гидравлических потерь.

В насосах высокого давления можно применять гидравлические разгрузочные устройства и упорные подшипники.



Принцип действия разнообразных по конструкциям гидравлических разгрузочных устройств (рис. 2.7, б) основан на подаче жидкости под давлением из корпуса 1 в особую камеру 2, где расположена вращаемая вместе с валом шайба 3.

Давление, действующее на шайбу, компенсирует осевое усилие, поскольку оно направлено в противоположную сторону. При изменении осевого давления шайба вместе с валом сдвигается, ширина щели и количество просачивающейся через неё наружу жидкости изменяются, в результате чего давление на шайбу уравнивается с осевым давлением, т. е. происходит саморегулирование.

Проще всего осевое давление нейтрализовать путём устройства насосов с двусторонним всасыванием при расположении колёс на одном валу (рис. 2.8).

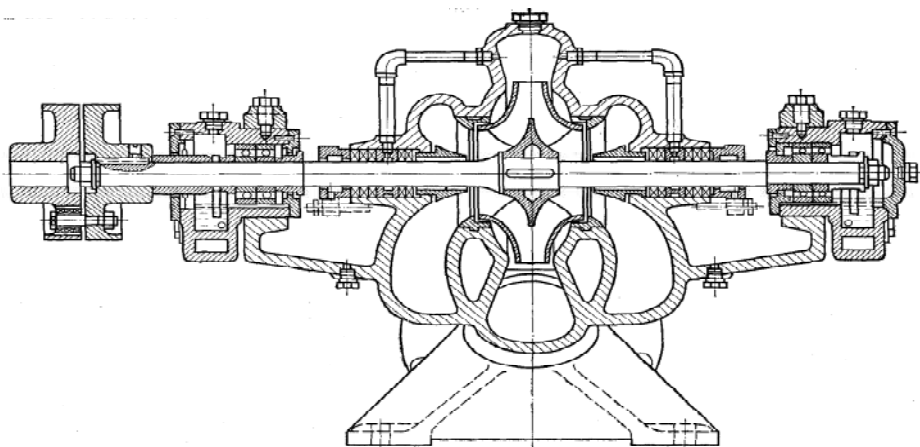


Рис. 2.8

Для определения характера усилий, действующих на колесо центробежного насоса с односторонним входом жидкости, воспользуемся рис. 2.9. Из рисунка видно, что на рабочем колесе давление на его боковые поверхности распределяется неодинаково. В результате этого возникает осевое усилие F , направленное в сторону входного отверстия колеса. Величина этого усилия определяется напором H .

Известно, что напор $H \sim n^2 D^2$, а значит, и осевое усилие, вызванное указанной выше причиной, будут пропорциональны $n^2 D^2$.



Осевые усилия в современных высоконапорных насосах достигают десятков и сотен тонн. Уравновешивание осевого усилия связано с существенными трудностями и значительной затратой мощности вследствие больших объёмных потерь в разгрузочных устройствах.

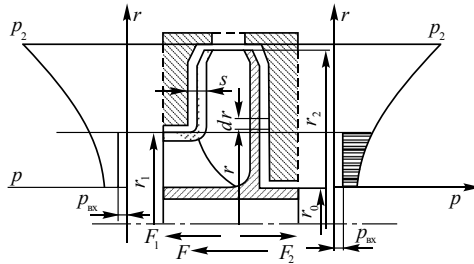


Рис. 2.9

Приближенно осевое усилие F , возникающее вследствие разности давлений на боковые поверхности рабочего колеса, вычисляется исходя из предположения, что жидкость, попавшая в пространства между боковыми поверхностями колеса и корпусом, вращается как твёрдое тело с постоянной угловой скоростью ω_1 , равной половине угловой скорости вращения рабочего колеса ω_2 , т. е. $\omega_2 / 2$.

Чтобы определить характер изменения давления в камерах (пазухах) корпуса, выделим элементарный объём жидкости между двумя цилиндрическими поверхностями с радиусами r и $r + dr$ (рис. 2.9) и двумя меридиональными плоскостями, расположенными по отношению друг к другу под углом $d\varphi$. На выделенный элемент действует элементарная центробежная сила

$$dF = \omega_1^2 r dm = \omega_1^2 r^2 s dr d\varphi,$$

где m – масса жидкости; s – ширина камеры; ρ – плотность жидкости.

Усилие dF на участке радиусом dr создаёт приращение давления:

$$dp = \frac{dF}{s r d\varphi} = \rho r \omega_1^2 dr.$$



Проинтегрировав это уравнение в пределах от r_1 до r_2 и полагая, что давление на выходе из колеса – p_2 , будем иметь

$$\int_{r_1}^{r_2} dp = p_2 - p_1 = \rho \frac{\omega_1^2}{2} (r_2^2 - r_1^2).$$

Таким образом, характер изменения напора в камерах от центра к периферии меняется по закону параболы второй степени и не зависит от формы камеры. Из рис. 2.9 видно, что осевая сила F_1 возникает вследствие части давления, действующего на кольцевую поверхность заднего диска, ограниченную радиусами r_0 и r_1 :

$$\begin{aligned} F_1 &= 2\pi\rho g r \int_{r_1}^{r_2} r(h - h_{\text{вх}}) dr = \\ &= \pi\rho g (r_1^2 - r_0^2) \left[H_{\text{ст}} - \frac{\rho\omega_1^2}{2} \left(r_2^2 - \frac{r_1^2 + r_0^2}{2} \right) \right], \end{aligned}$$

где $H_{\text{ст}} = h_2 - h_{\text{вх}} = (p_2 / \rho_{\text{вх}} - p_2 / \rho) g$.

В действительности течение жидкости в боковых камерах отличается от принятой схемы, т. е. не соблюдается условие $\omega_1 = \omega_2 / 2$. Характер течения зависит от конфигурации боковых камер, их размеров, протечек через уплотнения, шероховатости поверхностей стенок колеса и корпуса, а также от режима работы насоса.

Помимо силы F_1 вследствие изменения направления потока в рабочем колесе с осевого на радиальное возникает дополнительная сила F_2 . На основании закона об изменении количества движения её величина вычисляется по формуле

$$F_2 = \rho Q c_0.$$

Сила F_2 направлена в сторону, противоположную силе F_1 , и по величине значительно меньше силы F_1 . Обычно $F_2 = (0,01 \dots 0,05) F_1$.



В случае когда применяются ступенчатые или многощелевые уплотнения, необходимо учитывать силы давления, действующие на торцевые части уплотнительных поверхностей. Для вертикальных насосов учитывается также масса ротора.

Суммарная осевая сила, действующая на одно колесо, $\bar{F} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2$, а на весь насос

$$\bar{F} = (\bar{F}_1 + \bar{F}_2)i,$$

где i – количество ступеней насоса.

Величину осевой силы F_1 для консольных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s = 60 \dots 300$ можно вычислить по формуле

$$F = k_R \rho g H \pi (r_1^2 - r_0^2),$$

где k_R – коэффициент осевой силы (рис. 2.10).

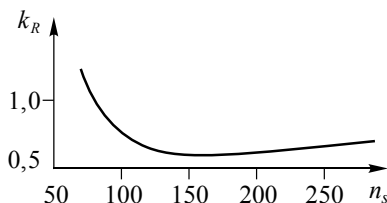


Рис. 2.10

Способы уравновешивания осевой силы. Почти полного уравновешивания осевой силы можно достичь за счёт применения рабочих колёс с двусторонним входом. В многоступенчатых насосах с рабочими колёсами одностороннего входа разгрузка осевой силы может быть достигнута за счёт встречного (симметричного) расположения колёс (рис. 2.11, а).

В обоих случаях из-за неодинаковых зазоров в уплотнениях или некоторого смещения колёс относительно центрального положения полной разгрузки добиться невозможно. Возникающие при этом небольшие силы воспринимаются упорным подшипником. При встречном расположении рабочих колёс усложняется конструкция насоса, увеличиваются его габариты, наличие переводных каналов (труб) приводит к росту потерь.

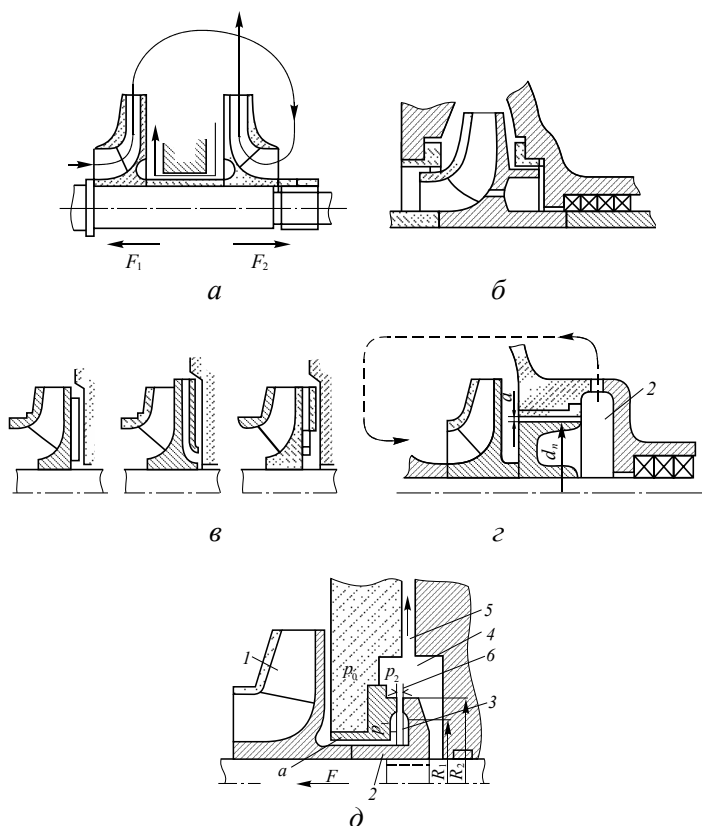


Рис. 2.11

В насосах с рабочими колёсами одностороннего входа и обычного их размещения (не встречного) на валу для уравнивания осевой силы используют специальные разгрузочные устройства, к которым относят следующие.

1. Рабочее колесо с двумя уплотнительными кольцами и отверстиями в заднем его диске (рис. 2.11, б). В этом случае нижняя камера за колесом изолируется от верхней. Жидкость из нижней камеры отводится во всасывающую полость. Способ разгрузки прост, но приводит к увеличению объёмных потерь и не даёт полного уравнивания осевой силы.

2. Рабочее колесо с ребрами на внешней стороне заднего диска (рис. 2.11, в). Благодаря этому уменьшается давление в полости между колесом и корпусом. Этот способ дешевле и эффективнее первого.



3. Разгрузочные барабаны (поршни). На рис. 2.11, *г* показано такое устройство, состоящее из барабана и разгрузочной камеры. Разгрузочный барабан жестко закреплён на валу. Он может быть выполнен отдельно либо заодно с рабочим колесом. Камера 2 сообщается со всасывающей полостью насоса; таким образом, жидкость, попавшая через радиальный зазор *a* из области повышенного давления, отводится во всасывающую полость. Указанная система разгрузки хорошо работает на расчётных режимах. При других режимах изменяется протечка через зазор *a*, а следовательно, и давление в камере 2.

4. Самоустанавливающийся разгрузочный диск (пята). Данная система разгрузки (рис. 2.11, *д*) имеет наибольшее распространение, особенно в многоступенчатых насосах. Разгрузочный диск 2 устанавливается и жёстко закрепляется на валу за последней ступенью насоса. Основой автоматической системы уравнивания осевой силы является наличие двух щелей: с постоянным радиальным зазором *a* и с переменным осевым зазором *b*.

Жидкость получает возможность попадать из рабочего колеса 1 через радиальный зазор *a* в камеру 3 и через осевой зазор *b* в камеру 4 и далее через отверстие 5 уходить во всасывающую полость рабочего колеса первой ступени. Давления в камерах 3 и 4 зависят от величины осевого зазора *b*. Цилиндрическая щель с зазором *a* имеет постоянное гидравлическое сопротивление, сопротивление же щели с осевым зазором *b* вследствие его изменения будет меняться. Осевой зазор устанавливается автоматически за счёт смещения ротора таким образом, что разность сил давления по обе стороны диска будет равна осевой силе на роторе.

Система разгрузки действует следующим образом. Пусть осевая сила *F* сместит ротор влево (в сторону всасывания) до предельного положения, когда осевой зазор *b* станет равным нулю. Тогда давление в камере 3 будет максимальным и равным давлению жидкости за рабочим колесом p_0 . На поверхность разгрузочного диска действует максимальная сила F' , направленная навстречу силе *F*. В другом предельном случае, когда осевой зазор *b* будет увеличен до максимального значения, почти весь перепад давления $p_0 - p_a$ дросселируется в цилиндрической (радиальной) щели *a* и давление в камере 3 падает до давления $p_1 = p_2$, а осевая сила, действующая



на разгрузочный диск, падает до нуля. Уменьшение осевой силы F приводит к сокращению осевого зазора b и увеличению противоположно направленной силы F' . Осевой зазор b уменьшается до тех пор, пока сила F' не достигнет значения силы F , т. е. до статического уравнивания ротора. При изменении режима работы насоса может произойти уменьшение силы F , тогда осевой зазор b увеличится до такого значения, при котором сила F' снизится до значения силы F .

Таким образом, разгрузка от осевой силы F осуществляется автоматически: каждому значению осевой силы F в установившемся режиме будет соответствовать вполне определённый зазор в осевой щели b , при котором всегда выполняется условие $F = F'$.

Положительные качества данной системы разгрузки: автоматически разгружается осевая сила всех ступеней насоса на различных режимах его работы; благодаря дросселированию жидкости в зазорах упрощается конструкция концевой уплотнения вала, что особенно важно для высоконапорных насосов. К недостаткам системы нужно отнести появление дополнительных механических потерь, связанных с дисковым трением.

Детальными установками центробежного насоса (см. рис. 2.9) являются приёмный клапан 1, обратный клапан 2, задвижка 3, вакуумметр 4, манометр 5, а также приспособления для выпуска воздуха, заливки воды и опорожнения корпуса.

Общая схема насосной установки, показанная на рис. 2.12, достаточно типична, но не единственна.

В простейших конструкциях для заливки жидкости и одновременно для выпуска воздуха в самой верхней точке корпуса устраивают отверстие 6, закрываемое пробкой, для опорожнения насоса, чтобы предохранить его от разрушения в случае замерзания воды, аналогичное отверстие 7 с пробкой предусматривают и в самом низу корпуса.

При установке центробежных и других насосов желательно устраивать снабжаемые задвижками обводные линии, через которые можно осуществлять перепуск, а также циркуляцию жидкости при ремонте или замене насоса.

В качестве примера ниже приводятся описание конструкции и условия эксплуатации простейшего, хотя уже серийно не выпуска-



емого центробежного насоса ЦНШ (рис. 2.13), часто применяемого для создания циркуляции в системах водяного отопления.

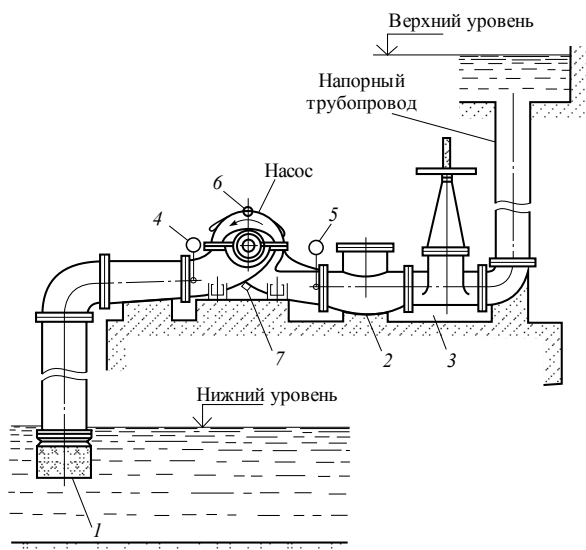


Рис. 2.12

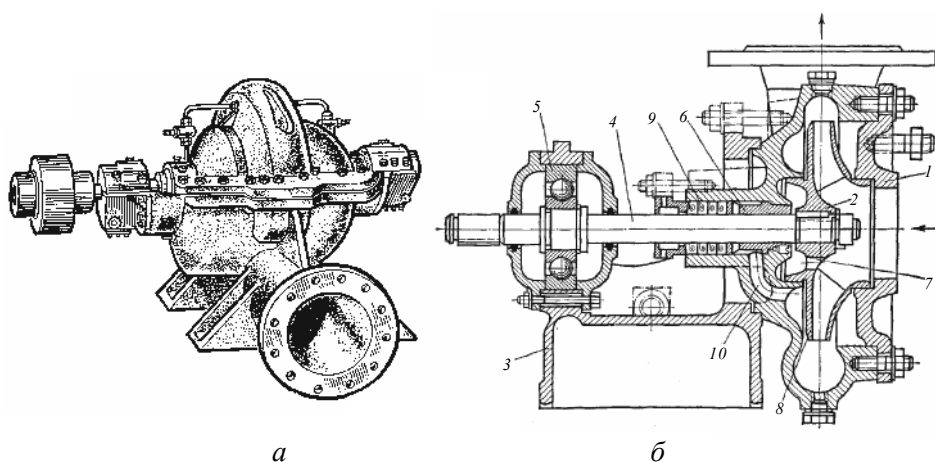


Рис. 2.13

Насос этот – одноступенчатый, консольный, предназначен для соединения с двигателем через шкив или муфту. Корпус 1, колесо 2, станину 3 насоса отливают из чугуна. Вал 4 имеет две опоры: одну в корпусе, в виде шарикоподшипника 5, и другую на бронзо-



вой буксе 6, запрессованной в задней стенке кожуха. Осевую разгрузку осуществляют через отверстия 7 в заднем диске 8 колеса. Для уменьшения обратной утечки через зазор устанавливают уплотняющие кольца. Сальник 9, предназначенный для пропуска вала, находится под избыточным давлением и соединён каналом 10 с полостью насоса. Сальниковую набивку выполняют из просаленного хлопчатобумажного шнура.

Правильно работающий сальник лишь незначительно пропускает воду (в виде капель), отводимую в канализацию через отверстия в корпусе насоса. Кожух крепят к фланцу станины, имеющей опорные пластинки, благодаря чему насос можно смонтировать на балках фундамента или на специальной плите.

Производительность центробежного насоса, определяемая количеством жидкости, протекающей через каналы рабочего колеса, может быть выражена через скорость c и площадь поперечного сечения s каналов: $Q = cs$.

Площадь поперечного сечения всех каналов на выходе из рабочего колеса может быть определена как боковая поверхность цилиндра за вычетом площади поперечных сечений лопастей колеса:

$$s = \pi(D_2 - \Sigma\delta_2)B_2,$$

где B_2 — высота (ширина) лопаток рабочего колеса на выходе; D_2 — внешний диаметр рабочего колеса на выходе; δ_2 — толщина лопасти рабочего колеса на выходе.

Вектором скорости, нормальной к площади поперечного сечения, будет радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе c_{2r} (рис. 2.14), которая направлена по радиусу и, следовательно, нормальна к боковой поверхности колеса. Тогда

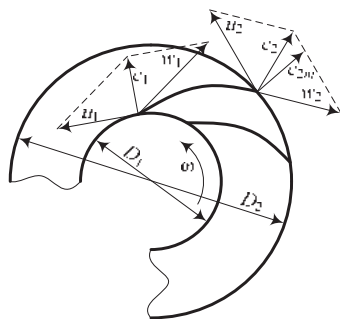


Рис. 2.14

$$Q = \pi(D_2 - \Sigma\delta_2)B_2c_{2r} = A_2c_{2r}. \quad (2.1)$$



Для колеса с нормальным входом ($\alpha_1 = 90^\circ$) производительность насоса можно определить и через входную скорость c_1 , вектор которой направлен нормально к внутренней поверхности рабочего колеса, т. е. по радиусу (рис. 2.14). Тогда

$$Q = \pi(D_1 - \Sigma \delta_1) B_1 c_1 = A_2 c_1,$$

где D_1, B_1 и δ_1 – соответственно диаметр, высота и толщина лопаток на входе колеса. Для большинства насосов $c_1 \approx c_{2r}$.

2.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Под характеристикой центробежного насоса подразумевается зависимость развиваемого им напора, мощности и КПД от его производительности и частоты вращения:*

$$H = f(Q, n), N = \varphi(Q, n), \eta = \psi(Q, n).$$

Для построения **теоретических характеристик** насоса воспользуемся рис. 1.5 и расчётными формулами (1.13), (1.16) и (2.1). Тогда

$$H_{\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{u_2}{g} (u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2) = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q}{A} \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \quad (2.2)$$

При постоянной частоте вращения рабочего колеса $u_2 = \text{const}$ и кривая зависимости носит линейный характер, т. е.

$$H_{\infty} = B - kQ.$$

Если при этом $\beta_2 = 90^\circ$, то $k = 0$ и

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2}{g} = \text{const},$$

т. е. развиваемый напор не зависит от расхода (кривая I на рис. 2.15).



При $\beta_2 < 90^\circ$ (лопатки рабочего колеса загнуты назад) кривая зависимости носит линейный монотонно убывающий характер (кривая 2 на рис. 2.15).

При $\beta_2 > 90^\circ$ (лопатки рабочего колеса загнуты вперёд) кривая зависимости носит линейный монотонно возрастающий характер (кривая 3 на рис. 2.15).

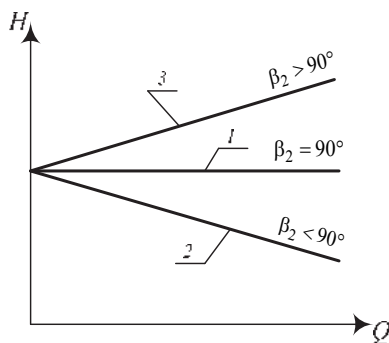


Рис. 2.15

Поскольку $u_2 \equiv n$, величина напора изменяется пропорционально квадрату частоты вращения рабочего колеса [формула (2.2)].

В соответствии с (1.8) и (2.2) полезная мощность

$$N = \rho Q g H = \gamma Q H = \rho u_2^2 Q - \frac{\rho u_2 Q^2}{A} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

где $\gamma = \rho g$ – удельный вес жидкости.

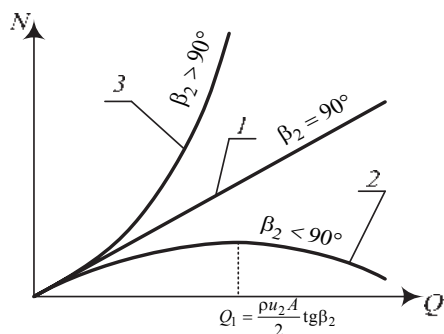


Рис. 2.16

длить из условия равенства нулю первой производной мощности по производительности, т. е.

$$\frac{dN}{dQ} = 0.$$



Экстремум достигается при $Q = \frac{\rho u_2 A}{2} \operatorname{tg} \beta_2$ (кривая 3 на рис. 2.16).

Из рис. 2.16 видно, что в насосе с лопатками, загнутыми назад ($\beta_2 < 90^\circ$), мощность насоса изменяется в более узком диапазоне, что облегчает задачу регулирования производительности насоса и ограничивает мощность приводного мотора.

Наличие потерь в насосе, о которых говорилось выше, приводит к тому, что реальные характеристики отличаются от теоретических.

Для подтверждения этого рассмотрим, каким образом влияют потери на характеристику, на примере центробежного насоса с лопатками, загнутыми назад ($\beta_2 < 90^\circ$).

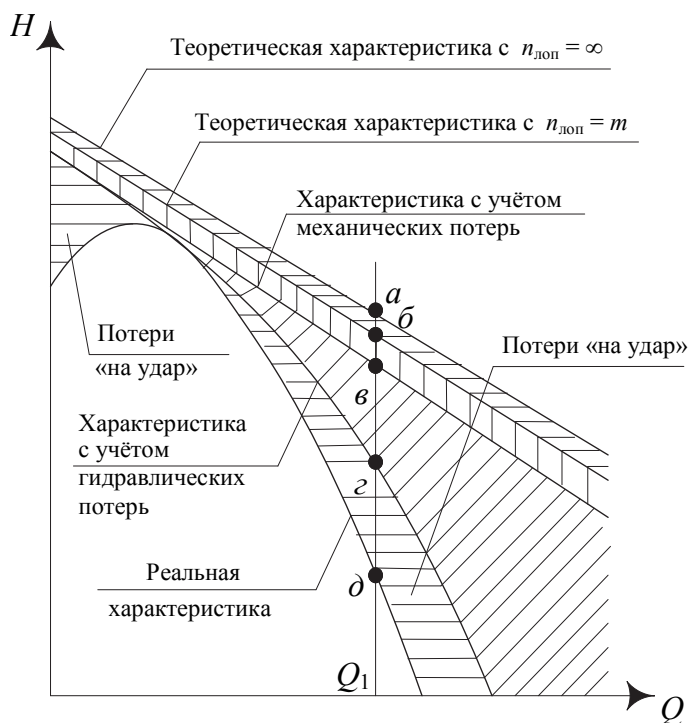


Рис. 2.17

На рис. 2.17 нанесена кривая теоретической характеристики, а также ряд промежуточных, полученных вычитанием из теоретиче-



ской потерь различного рода. Для некоторого промежуточного расхода Q_1 линия $a-b-v-z-d$ отражает распределение потерь энергии в насосе, имеющем конечное количество лопастей m . Длина отрезка $a-b$ соответствует потерям в насосе, связанным с переходом от бесконечного к конечному количеству лопастей на рабочем колесе; отрезка $b-v$ – механическим потерям; $v-z$ – гидравлическим; $z-d$ – ударным (потери энергии при входном столкновении жидкости с лопастями рабочего колеса).

Рассмотрим природу ударных потерь. При изменении производительности насоса меняется направление входящего в насос потока. При отклонении потока от некоторого расчётного направления условия входа жидкости в канал рабочего колеса ухудшаются и возникают дополнительные потери энергии, вызванные нарушением ламинарности и появлением турбулентности (рис. 2.18).

Рассмотрим треугольник входных скоростей u_1, c_1, w_1 , показанный на рис. 2.19.

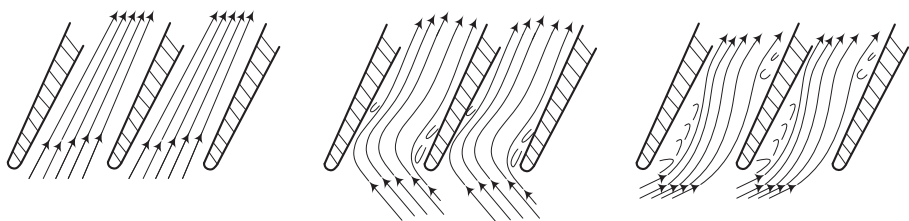


Рис 2 18

При расчётном расходе Q_1 , определяемом величиной скорости c_1 , угол между вектором переносной скорости u_1 и вектором c_1 – прямой. Этот режим (расчётный или безударный) характеризуется спокойным входом жидкости в канал без образования завихрений (рис. 2.19).

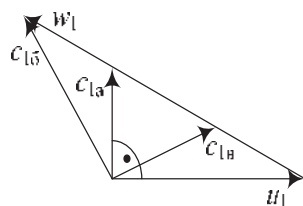


Рис 2 19

При возрастании расхода жидкости ($Q > Q_1$) вектор абсолютной скорости, увеличиваясь, смещается от расчётного положения



(рис. 2.18) против часовой стрелки, образуя тупой угол с вектором переносной скорости u_1 . При неизменном положении лопастей насоса смещение направления потока приводит к образованию завихрений и потере энергии (рис. 2.19).

При уменьшении расхода жидкости ($Q < Q_1$) вектор абсолютной скорости, уменьшаясь, смещается от расчётного положения (см. рис. 2.18) по часовой стрелке, образуя острый угол с вектором переносной скорости u_1 . При неизменном положении лопастей насоса смещение направления потока также приводит к образованию завихрений и потере энергии (рис. 2.19).

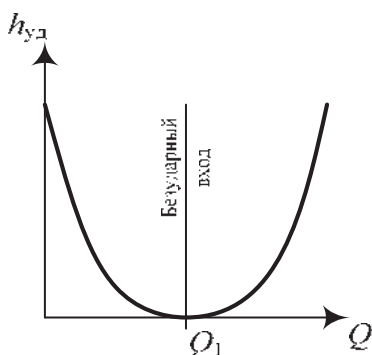


Рис 2 20

Предотвращению образования завихрений, а следовательно, и снижению ударных потерь способствует поворот лопастей рабочего колеса в соответствующем направлении (вследствие изменения положения вектора скорости w_1 вектор скорости c_{1a} вновь образует угол в 90° с вектором переносной скорости u_1).

В центробежных насосах поворот лопастей не используется.

Кривая зависимости ударных потерь в функции расхода жидкости имеет вид параболы (рис. 2.20).

Реальные характеристики $H = f(Q)$ двух насосов при $n = \text{const}$ приведены на рис. 2.21. Кривая характеристики первого насоса имеет явно выраженный экстремум, образованный возрастающей (линия $a-b$) и ниспадающей (линия $b-в$) ветвями. Подобного рода характеристики носят название характеристики с ниспадающей ветвью.

Кривая характеристики второго насоса имеет монотонно убывающий характер.

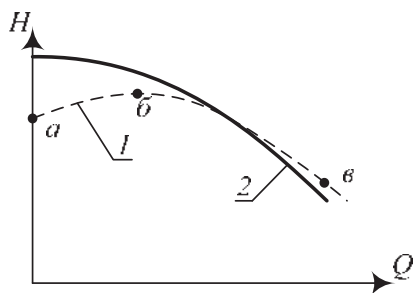


Рис 2 21



ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Характеристикой сети называется графическая зависимость напора в сети от расхода в ней $H_c = f(Q_c)$.*

При установившемся режиме работы насоса на сеть подача насоса должна быть равной расходу в сети, т. е. $Q = Q_c$.

Удельная энергия, соответствующая потери напора в сети gH_c , должна равняться удельной энергии жидкости, получаемой в насосе $gH_c = gH$, или напор, теряемый в сети, должен быть равен напору насоса $H_c = H$. Одна и та же машина при неизменной частоте вращения может подавать различное количество жидкости потребителю в зависимости от характеристики сети. Таким образом, напор и подача насоса, работающего на данную сеть, зависят не только от свойств машины, но и от сети.

Преобразуем уравнение (1.4), подставив в него вместо последнего члена $\sum h_w$ его значение в развернутом виде. Потери в трубопроводах $\sum h_w$ могут быть представлены как сумма гидравлических потерь по длине и местных потерь:

$$\sum h_w = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где l – длина соответствующего участка трубопровода; d – диаметр участка трубопровода; v – средняя скорость жидкости.

Тогда

$$H = \frac{p_k - p_a}{\rho g} + H_\Gamma + \sum h_w = \frac{p_k - p_a}{\rho g} + H_\Gamma + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta \frac{v^2}{2g}.$$

Учитывая, что

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

уравнение для потерь в трубопроводе можно записать как

$$\sum h_w = kQ^2,$$

где k – коэффициент, в который вошли все постоянные величины.



Тогда уравнение для характеристики сети примет вид

$$H = \frac{p_k - p_a}{\rho g} + H_r + kQ^2.$$

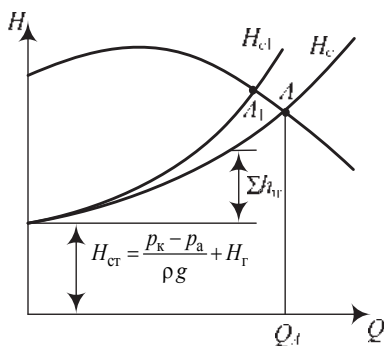


Рис 2 22

Это уравнение в координатах $H - Q$ представляется параболой второй степени, выходящей в общем случае не из начала координат (рис. 2.22). Накладывая на характеристику сети напорную характеристику насоса, получаем точку их пересечения A , которая носит название рабочей точки. Гидромашина, работающая на данную сеть, может подавать жидкости не больше чем Q_A .

Изменение характеристики сети (например, при прикрывании задвижки на её входе) приводит к изменению положения точки пересечения кривых характеристик сети и насоса (точка A_1), а следовательно, и к уменьшению подачи в сеть.

2.4. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ И ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

При эксплуатации гидромашин иногда приходится прибегать к их совместной работе.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Совместной работой насосов называют работу нескольких машин на одну сеть.

В совместную работу можно включать как одинаковые насосы, т. е. машины, имеющие одинаковые характеристики, так и машины с разными характеристиками. Лучший эффект получается, когда напорные характеристики насосов одинаковы или примерно равны их напоры H_0 при $Q = 0$. Включение машин может быть параллельным (рис. 2.23) либо последовательным (рис. 2.24). К параллельному включению прибегают главным образом с целью резкого увеличения подачи, к последовательному – для увеличения напора.

Рассмотрим параллельную работу двух различных центробежных машин (рис. 2.23, а), характеристики которых показаны на



рис. 2.23, б (I – напорная характеристика первого насоса, II – второго). Оба насоса работают на сеть, характеристика которой H_c .

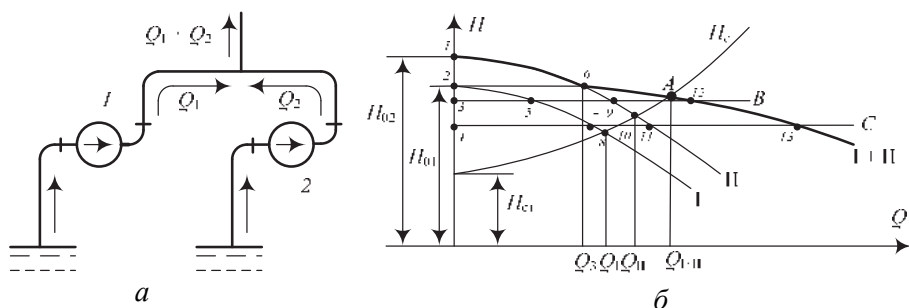


Рис. 2.23

Если бы каждый из указанных насосов работал отдельно на сеть, то подача первого была бы Q_1 , а второго Q_2 . Чтобы определить, какова будет подача при одновременной их работе на эту сеть, необходимо построить суммарную характеристику двух параллельно включенных насосов. Суммарную характеристику в этом случае получают путем сложения абсцисс (подач) характеристик первого и второго насоса при постоянных ординатах (напорах), как это показано на рис. 2.23, б. В данном случае напор второго насоса при $Q = 0$ больше напора первого насоса. Первый насос начнет подавать жидкость в сеть только тогда, когда напор второго насоса сравняется с напором первого, что соответствует точке 6 при подаче Q_3 . Для получения следующих расчётных точек необходимо провести параллельные оси абсцисс линии 3–В и 4–С. Так, для получения точки 12 необходимо к подаче второго насоса, соответствующей отрезку 3–9, прибавить подачу первого, равную отрезку 3–5. Для получения следующей точки 13 суммарной характеристики необходимо к подаче второго насоса (отрезок 4–11) прибавить подачу первого (отрезок 4–7) и т. д. Таким образом, соединяя точки 1, 6, 12, 13, получаем суммарную характеристику двух параллельно включенных насосов I–II. Рабочей точкой в данном случае будет точка А, которой соответствует подача Q_{I+II} . Из рис. 2.23 очевидно, что $Q_{I+II} < Q_1 + Q_{II}$, т. е. суммарная подача параллельно включенных насосов меньше суммы подач каждого из насосов, работающих индивидуально на ту же сеть.



Выигрыш от включения насосов в параллельную работу зависит от формы характеристик как насосов, так и сети. Большой эффект получается при более пологой характеристике сети. Среднее значение КПД при использовании параллельного включения насосов может быть представлено как

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\sum N_{\text{п}}}{\sum N} = \frac{\rho g (Q_1 H_1 + Q_2 H_2)}{\rho g \left(\frac{Q_1 H_1}{\eta_1} + \frac{Q_2 H_2}{\eta_2} \right)} = \frac{Q_1 H_1 + Q_2 H_2}{\left(\frac{Q_1 H_1}{\eta_1} + \frac{Q_2 H_2}{\eta_2} \right)},$$

где η_1 и η_2 – КПД первого и второго насоса соответственно.

Если положить $H_1 = H_2$, то

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{Q_1 + Q_2}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}}.$$

Из приведенных выше соотношений следует:

- чем больше мощность насоса, тем больше должен быть его КПД;
- регулирование в сети производить выгоднее насосом малой мощности.

Устойчивая совместная параллельная работа возможна только при стабильной напорной характеристике, иначе увеличивается зона неустойчивой работы, что приведёт к неравномерному распределению нагрузки между насосами.

Исследования Е.Л. Шифрина и В.А. Гаркави показали:

- 1) устойчивость параллельной работы определяется как формой напорных характеристик $H - Q$ насосов, так и формой характеристики сети;
- 2) на ниспадающих участках характеристики $H - Q$ параллельная работа всегда будет устойчивой; на восходящих – устойчивая работа невозможна;
- 3) условия устойчивости можно определить как

$$\frac{dQ_1}{dH_1} + \frac{dQ_2}{dH_2} > \frac{dQ_{1+2}}{dH_{1+2}}.$$



Уменьшить крутизну характеристики сети можно за счёт прокладки параллельного трубопровода, что обеспечит устойчивость в работе.

Последовательное включение насосов применяется для резкого повышения напора в сети при незначительном изменении подачи. Если насосы расположены вблизи один от другого, что, например, имеет место при работе предвключенного и главного питательного насосов, то корпус главного насоса должен воспринимать полное давление. При последовательном включении насосов суммарную напорную характеристику получают суммированием ординат (напоров) каждой из характеристик насосов при постоянной подаче Q (рис. 2.24).

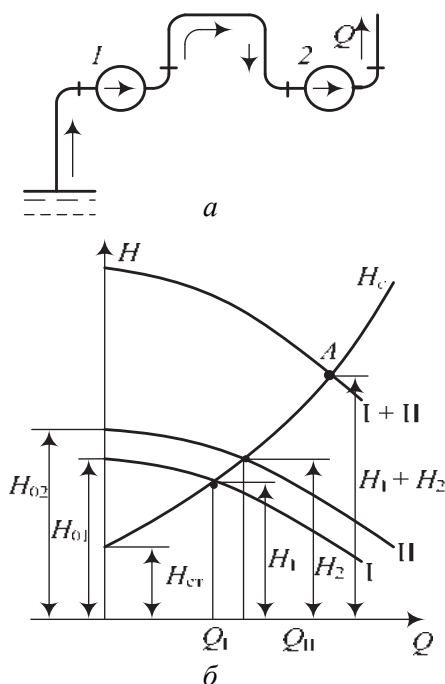


Рис. 2.24

Экономически выгодно включать насосы последовательно при крутых характеристиках сети и небольшом значении статической части напора сети H . Если принять $Q_1 = Q_2$, то КПД сети при последовательном включении может быть определён по выражению

$$\eta = \frac{H_1 + H_2}{H_1 / \eta_1 + H_2 / \eta_2}.$$

В некоторых случаях работа насоса приобретает неустойчивый характер. Его режим становится неустановившимся; происходит резкое, скачкообразное изменение подачи, напора и мощности, расход жидкости в сети отличается от подачи машины.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Автоколебания, возникающие в системе машина–сеть, носят название **помпаж**.

Если частота периодических колебаний подачи совпадает с частотой собственных колебаний трубопроводов, на которые работает



машина, то может возникнуть опасная вибрация. Резкое изменение подачи вызывает большую динамическую нагрузку на вращающиеся детали машины и может привести к серьезной аварии последней.

Помпаж может возникнуть при следующих условиях:

1) масса жидкости имеет возможность совершать колебания (жидкость расположена между двумя свободными поверхностями);

2) сеть обладает аккумулярующей способностью (имеет ёмкость, способную отдавать энергию давления). Такой ёмкостью может служить упругая паровая подушка в котле или длинный трубопровод с присоединённым к нему сосудом с паровой или воздушной подушкой;

3) напорная характеристика насоса $H - Q$, имеющая восходящую ветвь, пересекает характеристику сети в двух точках. В этом случае неустойчивый режим возникает тогда, когда подача насоса становится меньше подачи при максимальном напоре (рис. 2.25).

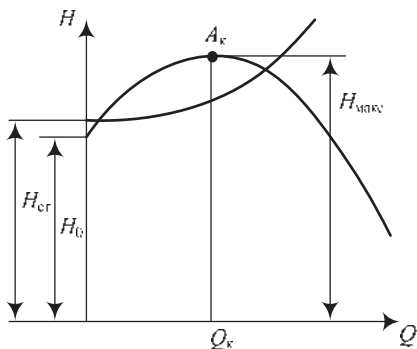


Рис. 2.25

Рассмотрим подобный пример. Пусть насос с напорной характеристикой $H - Q$ подаёт жидкость в закрытый резервуар с давлением на свободной поверхности p_2 . Нижний резервуар открытый, давление на его уровне p_1 . Статическое давление в сети равно

$$p_{\text{ст}} = p_2 - p_1 + \rho g(z_2 - z_1).$$

Верхний резервуар питает сеть потребителя. В случае когда расход в сети будет меньше подачи насоса, уровень в верхнем резервуаре поднимется, давление возрастёт. Следовательно, увеличится статическое давление в сети $p_{\text{ст}}$ и вся характеристика сети поднимется вверх из положения I в положение II (рис. 2.26). Нетрудно заметить, что рабочая точка переместится в сторону меньшего значения подачи насоса Q . Если расход в сети станет меньше Q_k , а при данной подаче насоса характеристика сети будет касательной к характеристике насоса, то дальнейшее повышение $p_{\text{ст}}$ приведёт к срыву работы насоса. Он прекратит подачу и перейдёт



на режим холостого хода ($Q = 0$), так как давление, создаваемое им, не сможет преодолеть сопротивление сети.

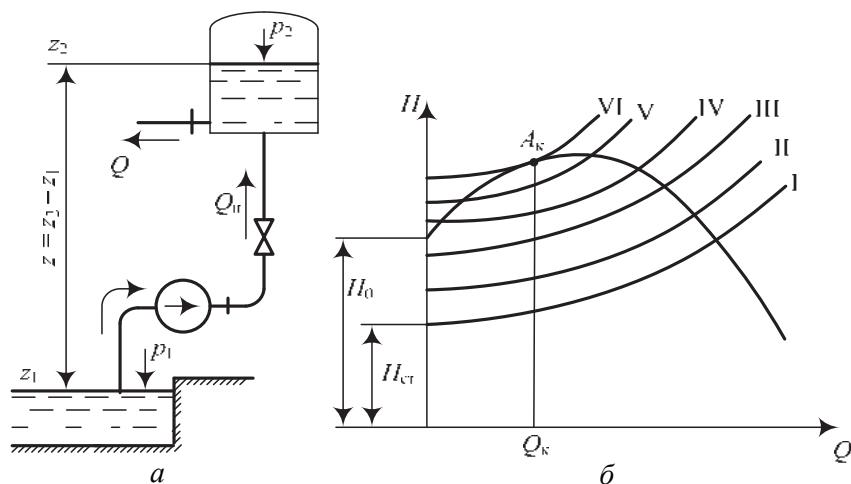


Рис. 2.26

Поскольку давление в сети больше давления p_0 , создаваемого насосом и соответствующего напору H_0 , возникает обратный ток жидкости из верхнего резервуара через насос (насос переходит в режим турбины). Уровень в баке будет быстро снижаться. Обратный ток будет продолжаться до тех пор, пока статическое давление в сети не сравняется с давлением насоса при его нулевой подаче. Как только $p_{ст}$ станет меньше p_0 , насос начнёт подавать жидкость в сеть и достигнет подачи, соответствующей рабочей точке.

Таким образом, в рассматриваемом случае причиной неустойчивой работы (колебание Q и H) является увеличение давления в напорной линии по сравнению с давлением, создаваемым насосом, что приводит к изменению направления потока жидкости. Работа насоса будет всегда неустойчивой при наличии характеристики, показанной на рис. 2.25 при $H_{ст} > H_0$, т. е. при существовании двух рабочих точек. Устойчивая работа в данном случае может быть лишь при условии $H_{ст} < H_0$, т. е. при подачах, больших Q_k .

Особенно важно не допустить возникновения помпажа для насосов, работающих параллельно, так как колебания подач и напоров, начавшиеся в одном насосе, передадутся другим, в резуль-



тате чего возрастёт масса колеблющейся жидкости. Чтобы прекратить такие колебания, надо отключить насос, который вызвал неустойчивую работу.

Способы предупреждения неустойчивой работы насосов

1. Желательно использовать машины с монотонно падающей напорной характеристикой. Колебательные явления в напорной линии в большой степени зависят от величины напора при нулевой подаче. Чем он меньше по сравнению с напором на расчетном режиме, тем больше опасность возникновения таких колебаний. Поэтому за меру устойчивости характеристики принято отношение $H_0 / H_{\text{макс}}$.

2. Непрерывно падающую напорную характеристику можно получить путем уменьшения угла β_2 и количества лопастей рабочего колеса z . Кроме этого на режим вблизи холостого хода существенно влияют входной угол β_1 и форма лопасти. Результаты исследования о влиянии угла и числа лопастей на форму напорной характеристики показали, что чем меньше угол β_2 и количество лопастей z , тем выше напорная характеристика $H - Q$.

3. Важное значение для уменьшения неустойчивой области напорной характеристики насоса имеет снижение потерь на вихреобразование при малых подачах. С целью получения непрерывно падающей характеристики целесообразно, помимо уменьшения угла β_2 и количества лопастей z , увеличить скорость c_{2r} , удлинить рабочие лопасти за счёт продления их в сторону всасывающего патрубка и использовать рабочее колесо с большими n_s .

Если, несмотря на принятые меры, не удастся получить плавно снижающуюся характеристику, то для уменьшения или полного прекращения колебаний напора и подачи необходимо: произвести перепуск жидкости из напорного в приемный резервуар, не допуская подачу жидкости в систему $Q < Q_{\text{мин}}$; выполнить незначительное дросселирование на напорной линии; хорошо закрепить трубы, идущие к насосу и от насоса, что уменьшит их вибрацию; исключить работу вблизи максимального значения напора; снизить статическое давление $p_{\text{ст}}$.



2.5. ПОДОБИЕ НАСОСОВ

Для проектирования и эксплуатации гидромашин необходимо знать, как определить основные рабочие параметры машины, такие как подача, напор, мощность, если изменяются частота вращения, диаметр рабочего колеса, плотность перекачиваемой среды. Практика показывает, что до изготовления машины в натуральную величину целесообразнее выполнить и испытать уменьшенную её модель, а потом, имея пересчётные формулы (законы подобия), вытекающие из условий подобия, получить рабочие параметры натурной машины.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Насосы, у которых проточные части (рабочее колесо, спиральная камера) геометрически подобны, называются подобными насосами.*

Чтобы получить законы подобия для гидромашин, необходимо выполнить следующие условия.

1. Обеспечить геометрическое подобие ограничивающих область потока поверхностей. За границы области потока у гидромашин могут быть приняты сечения потока во входном и выходном патрубках машины. Условия геометрического подобия двух сравниваемых машин будут определяться постоянством отношения всех линейных размеров (в том числе зазоров, шероховатостей).

2. Соблюсти кинематическое подобие для скоростей на границах области потока. Это условие требует одинакового характера распределения скоростей потока на выбранных границах, что может быть обеспечено сходными условиями подвода и отвода жидкости, постоянством отношения средней скорости течения жидкости v через входное сечение к скорости вращения рабочего колеса u , т. е. должно соблюдаться условие

$$\frac{v}{u} = \text{const}.$$

Зная, что средняя скорость жидкости пропорциональна отношению подачи к квадрату линейного размера сечения, а окружная скорость вращения рабочего колеса пропорциональна произведению частоты вращения на диаметр:

$$v \approx \frac{Q}{D^2}; \quad u \approx nD, \quad (2.3)$$



условие кинематического подобия можно записать как

$$\frac{Q}{nD^3} = \text{const} . \quad (2.4)$$

3. Выдержать условие динамического подобия – сил внутреннего трения. При этом для напорных установившихся потоков необходимо соблюдать равенство чисел Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{nD^2}{\nu} = \frac{uD}{\nu} = \text{const} . \quad (2.5)$$

Так как для большинства гидромашин существует широкая область автомодельности, то последнее условие не играет особой роли.

4. Обеспечить подобие по кавитации, соответствующее выражению

$$\frac{g\Delta h}{n^2 D^2} = \text{const} . \quad (2.6)$$

После выполнения указанных выше условий можно записать, что перепад давлений Δp в подобных точках будет пропорционален произведению плотности на квадрат скорости потока (на основании равенства критериев Эйлера):

$$\Delta p \sim \rho v^2 .$$

Удельная энергия потока может быть выражена как

$$e = gH = \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{\Delta v^2}{2} \approx v^2 .$$

Принимая во внимание (2.3), получим

$$\frac{e}{n^2 D^2} = \frac{gH}{n^2 D^2} = \text{const} .$$



Поскольку $\Delta p \sim \rho v^2$ и $v \sim u \sim nD$, выражение для крутящего момента сил можно представить как

$$M \sim \Delta p D^2 D \sim \rho v^2 D^3 \sim \rho n^2 D^5$$

и записать

$$\frac{M}{\rho n^2 D^5} = \text{const}.$$

Выражая мощность как произведение момента на угловую скорость $N = M\omega$, будем иметь

$$\frac{N}{\rho n^3 D^5} = \text{const}.$$

При выполнении условий (2.4), (2.5), (2.6) КПД подобных машин остается постоянным. Практикой проверено, что результаты, полученные по этим формулам, имеют большую точность. Некоторые отступления могут иметь место за счёт внешних механических потерь, влияния вязкости и неполного соблюдения геометрического подобия, например, по зазорам, шероховатости. Режимы работы машины, когда выполняются указанные выше условия, называются подобными.

У подобных насосов соотношения всех величин с аналогичными геометрическими размерами одинаковы, а все аналогичные углы – равны.

Используя соотношения (2.4), (2.5), (2.6), можно по результатам испытаний гидромашин с частотой вращения n найти рабочие параметры геометрически подобной машины другого размера, при другой частоте вращения n_x .

Пусть испытанная машина при частоте вращения n и диаметре рабочего колеса D_2 имеет рабочие параметры Q, H, N и подаёт жидкость с плотностью ρ . Новая, подобная ей машина имеет частоту вращения n_x , диаметр рабочего колеса D_{2x} и подаёт жидкость с плотностью ρ_x . Необходимо определить рабочие параметры



новой машины: Q_x , H_x , N_x . Используя уравнения (2.4), (2.5), (2.6), можем записать:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_x}{n_x D_{2x}^3} &= \frac{Q}{n D_2^3}, & \text{откуда} \quad Q_x &= Q \frac{n_x}{n} \left(\frac{D_{2x}}{D_2} \right)^3; \\ \frac{g H_x}{n_x^2 D_{2x}^2} &= \frac{g H}{n^2 D_2^2}, & \text{откуда} \quad H_x &= H \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \left(\frac{D_{2x}}{D_2} \right)^2; \\ \frac{N_x}{\rho_x n_x^3 D_{2x}^5} &= \frac{N}{\rho n^3 D^5}, & \text{откуда} \quad N_x &= N \left(\frac{n_x}{n} \right)^3 \left(\frac{D_{2x}}{D_2} \right) \frac{\rho_x}{\rho}. \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

Парабола (кривая) подобных режимов

Из уравнений (2.7) для одной и той же машины, когда изменяется только частота вращения, после преобразования получаем соотношение

$$H_x = \frac{H}{Q^2} Q_x^2. \quad (2.8)$$

Формула (2.8) описывает параболу второй степени (рис. 2.27), выходящую из начала системы координат $H-Q$, и носит название параболы (кривой) подобных режимов.

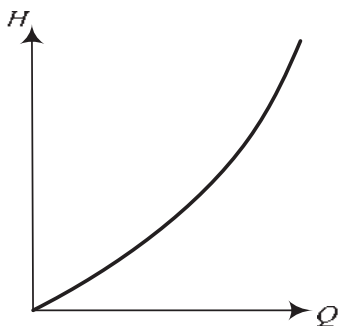


Рис. 2.27

Эта кривая показывает, как изменяются подача и напор машины с изменением частоты вращения при работе на сеть с постоянными H и Q . Установлено, что если подача меняется пропорционально частоте вращения, то внутренний КПД её ($\eta_i = \eta_r \eta_0$) остаётся неизменным. Следовательно, кривая подобных режимов (рис. 2.27) является и кривой постоянных внутренних КПД,

а для случая когда статическая часть характеристики сети равна нулю, кривая подобных режимов совпадает с характеристикой сети.



Рассмотрим случай использования кривой подобных режимов (рис. 2.28). Пусть насос работает на сеть в рабочей точке A с параметрами H_0, Q_0 при частоте вращения n_0 . Необходимо изменением частоты вращения уменьшить подачу насоса до Q_i . Требуется определить новую частоту вращения n_i .

Новой рабочей точкой будет точка B с координатами: абсцисса равна подаче Q_i . Ордината рабочей точки H_i определяется в соответствии с (2.8) или по кривой подобных режимов рис. 2.28 как

$$H_i = \frac{H_0}{Q_0^2} Q_i^2.$$

В соответствии с первым уравнением системы (2.7) частота вращения в новой рабочей точке

$$n_i = \frac{Q_i}{Q_0} n_0.$$

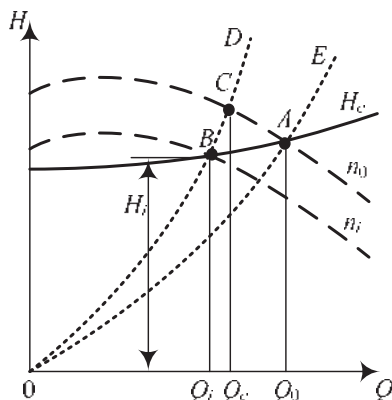


Рис. 2.28

Для сопоставления различных конструкций рабочих колёс насосов и отнесения их к определённой подобной серии машин вводят понятия удельной частоты вращения n_y и коэффициента быстроходности n_s . Чтобы получить выражение для удельной частоты вращения, воспользуемся уравнениями (2.3).

Обозначим:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_x}{n_x D_{2x}^3} = \frac{Q}{n D_2^3} = q \\ \frac{g H_x}{(n_x D_{2x})^2} = \frac{g H}{(n D_2)^2} = h. \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

В подобных машинах, работающих на одинаковых режимах, величины q и h остаются неизменными. Исключим из (2.9) диаметры рабочих колёс, для чего возведём правую и левую части



первого и второго уравнений в квадрат и куб соответственно, а затем поделим первое уравнение на второе. В результате получим

$$\frac{Q^2 n^6 D_2^6}{H^3 n^2 D_2^6} = \frac{n^4 Q^2}{H^3} = \frac{q^2}{h^3},$$

откуда

$$\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{\sqrt{q}}{h^{3/4}} = n_y. \quad (2.10)$$

Удельная частота вращения представляет собой частоту вращения модельной машины, у которой подача равна 1 м^3 , а напор – 1 м ; они связаны с параметрами натурной машины уравнением (2.10). Так как параметры q и h неизменны, то и величина n_y для серии подобных машин, работающих на таких же режимах, будет постоянной. Следовательно, удельная частота вращения есть критерий подобия машин.

В теории и практике гидромашин в качестве критерия геометрического подобия для них широко используется коэффициент быстроходности n_s , представляющий собой не что иное, как частоту вращения эталонного (модельного) насоса, геометрически подобного во всех элементах натурному, имеющему с ним одинаковые гидравлический и объёмный КПД, но с напором $H = 1 \text{ м}$ и полезной мощностью $N = 1 \text{ л.с.}$, т. е. с подачей $Q = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$. Если параметры натурного насоса имеют значения $Q [\text{м}^3/\text{с}]$, $H [\text{м}]$ и $n [1/\text{мин}]$, то согласно системе уравнений подобия (2.7)

$$\left. \begin{aligned} Q &= 0,0075 \left(\frac{D_2}{D_{2s}} \right)^3 \frac{n}{n_s}, \\ H &= \left(\frac{D_2}{D_{2s}} \right)^2 \left(\frac{n}{n_s} \right)^2, \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

откуда

$$n_s = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}. \quad (2.12)$$



Геометрически подобные машины имеют равные n_s в том случае, если они работают на подобных режимах и имеют одинаковые гидравлический и объемный КПД. Машины с одинаковыми n_s имеют сходные характеристики.

Практика показала, что коэффициент быстроходности центробежного насоса, работающего с приемлемым КПД, вычисленный по формуле (2.12), должен находиться в пределах $n_s = 60 \dots 350$.

На рис. 2.29 показаны рабочие колёса центробежных насосов с различными n_s и основные энергетические характеристики насоса ($H-Q$; $N-Q$; $\eta-Q$) в зависимости от коэффициента быстроходности n_s .

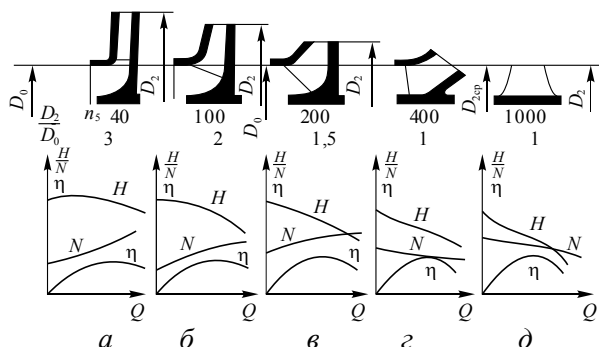


Рис. 2.29

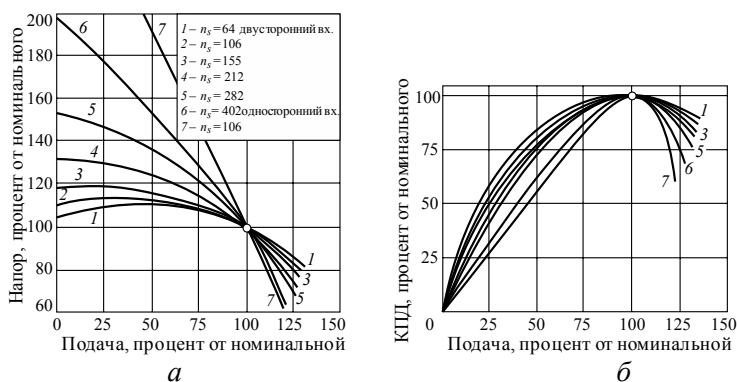


Рис. 2.30

На рис. 2.30 показано влияние n_s на характеристики при отклонении от расчётного режима.



2.6. КАВИТАЦИЯ: СУЩНОСТЬ ЯВЛЕНИЯ, ПРИЧИНЫ И ПРИЗНАКИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Под кавитацией понимают комплекс физико-механических явлений, возникающих при снижении давления в потоке жидкости до некоторого критического.

За критическое давление обычно принимают давление парообразования жидкости при данной температуре. При кавитации нарушается неразрывность течения жидкости, из которой выделяется пар и растворенные газы. Пузыри пара и газа уносятся жидкостью в область с давлением выше критического, где и разрушаются.

Снижение давления в гидромашине до критического может быть вызвано различными причинами, которые в зависимости от условий работы машины, ее конструктивных особенностей могут быть местного или общего характера.

К причинам местного характера, зависящим от насоса, относят:

- большие скорости жидкости на входе в рабочее колесо вследствие сжатия потока;
- отклонение линии тока от заданных траекторий при изменении направления потока, а также при обтекании выступающих частей;
- большие сопротивления вследствие шероховатости и неровностей поверхностей на входе в насос;
- отрыв потока от ограничивающих поверхностей;
- наличие вторичных токов в зазорах машины;
- неустановившийся режим работы при пуске, остановке.

Причинами общего характера, которые приводят к снижению давления до критического уровня, могут быть:

- снижение абсолютного давления в системе, откуда забирается жидкость за счёт помещения насоса значительно выше уровня моря или за счёт разрежения в системе, например, в конденсаторе паротурбинной установки;
- увеличение геометрической высоты всасывания, повышение температуры перекачиваемой жидкости (возрастание давления парообразования);
- значительные потери в приёмной линии (засорение или обмерзание трубопровода).



Кавитация, как правило, сопровождается ухудшением характеристик гидромашин (снижением напора, подачи, КПД), звуковыми эффектами (шумом, треском), вибрацией и эрозийным разрушением элементов конструкций машин. Таким образом, кавитация весьма отрицательно сказывается на экономичности, надёжности и долговечности машин.

Ухудшение характеристик насоса объясняется изменением фазового состояния потока, из-за которого ухудшается его структура. При развитой кавитации происходит разрыв потока и насос перестаёт работать – срывается.

Самое, пожалуй, опасное следствие кавитации – это эрозионное разрушение элементов машин. Наиболее распространённой является ударная гипотеза эрозийного разрушения. Суть её состоит в том, что в момент разрушения кавитационного пузырька (каверны) местное давление достигает очень больших значений, возникают местные гидравлические удары и напряжения, превышающие пределы прочности материала элементов машины, что приводит к их разрушению. Известны случаи, когда рабочие колёса гидромашин, лопасти гребных винтов из-за кавитации приходили в полную негодность через несколько сотен часов работы.

Разрушению больше подвергаются входные элементы рабочих колёс. Ликвидация кавитационного пузырька может произойти и в области больших давлений. Наблюдались случаи, когда разрушению подвергались выходные кромки рабочих колёс, направляющие аппараты.

Чтобы обеспечить бескавитационную работу насоса, необходимо соблюсти условие $p_{\min} > p_{\text{п}}$, т. е. минимальное давление в потоке должно быть больше давления парообразования при данной температуре. Запас удельной энергии потока при входе в насос должен быть достаточен для создания скоростей и ускорений в потоке при входе, без падения давления до критического.

Условием, определяющим бескавитационную работу, является наличие достаточного кавитационного запаса, представляющего собой разность между удельной энергией на входе и энергией, соответствующей давлению парообразования, т. е.

$$g\Delta h = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho} + \frac{c_{\text{вх}}^2}{2} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho},$$



или

$$\Delta h = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{c_{\text{вх}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho g}, \quad (2.13)$$

где $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в насос; $c_{\text{вх}}$ – скорость потока на входе в насос; $p_{\text{п}}$ – давление парообразования.

Для любого насоса существует некоторый минимальный кавитационный запас $\Delta h_{\text{мин}}$. Если $\Delta h_{\text{мин}} < [\Delta h_{\text{мин}}]_{\text{доп}}$, то в насосе начнётся кавитация.

В конкретной насосной установке необходимо различать требуемый кавитационный запас $\Delta h_{\text{тр}}$ и действительный кавитационный

запас $\Delta h_{\text{д}}$. Требуемый кавитационный запас зависит от конструкции насоса и определяется как минимально допустимая разность между удельной энергией потока на входе в рабочее колесо при данной подаче и энергией, соответствующей давлению парообразования жидкости. Вычисляют $\Delta h_{\text{тр}}$ по формуле (2.13). Действительный кавитационный запас зависит от конкретной системы, на которую работает насос.

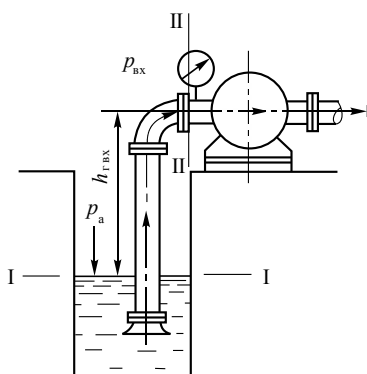


Рис. 2.31

Рассмотрим систему, показанную на рис. 2.31. На основе уравнения Бернулли для сечений I–I и II–II можно записать:

$$\frac{p_a}{\rho g} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + h_{\text{г}} + \frac{c_{\text{вх}}^2}{2g} + \sum h_{\text{wвх}}, \quad (2.14)$$

где p_a – давление на поверхности источника жидкости; $h_{\text{г}}$ – геометрическая высота всасывания; $\sum h_{\text{wвх}}$ – потеря напора в приёмном трубопроводе.



Геометрическая высота всасывания согласно (2.14)

$$h_T = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{вх}}{\rho g} - \frac{c_{вх}^2}{2g} - \sum h_{wвх} . \quad (2.15)$$

Совместное решение уравнений (2.11) и (2.13) относительно Δh даёт расчётную формулу для определения действительного кавитационного запаса

$$\Delta h_d = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{вх}}{\rho g} - h_T - \sum h_{wвх} . \quad (2.16)$$

Действительный и требуемый кавитационные запасы Δh_d и $\Delta h_{тр}$ изменяются в зависимости от подачи.

Обращаясь к выражениям для действительного и требуемого кавитационных запасов, нужно отметить, что при заданной геометрической высоте всасывания действительный кавитационный запас Δh_d с увеличением подачи уменьшается из-за роста гидравлических потерь (2.16). Требуемый же кавитационный запас $\Delta h_{тр}$,

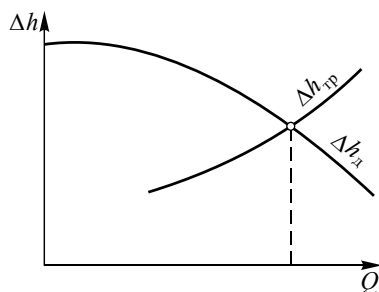


Рис. 2.32

зависящий от скорости на входе в рабочее колесо (2.13), с увеличением подачи растёт (рис. 2.32). Во избежание кавитации необходимо, чтобы на заданном режиме действительный кавитационный запас Δh_d был больше требуемого $\Delta h_{тр}$, в крайнем случае равнялся бы ему.

Допустимый кавитационный запас должен быть больше критического. Его находят по формуле $[\Delta h_{мин}]_{доп} = k_{зап} \Delta h_{кр} = (1,2 \dots 1,3) \Delta h_{кр}$.

Зависимости Q , H и η от Δh носят название «энергетические» и имеют вид, показанный на рис. 2.33. До определённого значения Δh подача, напор и КПД остаются постоянными (рис. 2.33), после чего Q , H и η начинают снижаться, в насосе появляется шум, что свидетельствует о наличии кавитации. При дальнейшем уменьшении Δh наступает резкое снижение Q , H и η , насос срывает.



Кавитационные характеристики позволяют установить начало влияния кавитации на энергетические характеристики машины, однако они не позволяют уловить момент зарождения кавитации, а следовательно, и установить начальный момент эрозионного разрушения элементов машины.

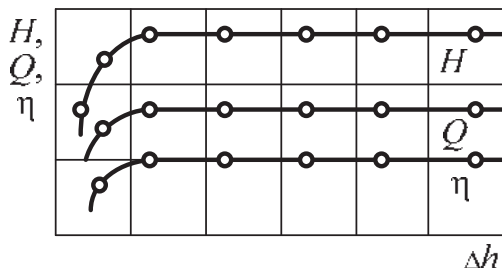


Рис. 2.33

Профессор С.С. Руднев в 1935 году, обобщая опытные данные и базируясь на теории подобия (исходя из оптимального диаметра входа в рабочее колесо), получил формулу для определения минимального кавитационного запаса

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

где n – частота вращения рабочего колеса, об/мин; Q – подача, м³/с; C – опытный коэффициент, характеризующий кавитационные качества насоса.

Величина C постоянна для геометрически подобных машин и лежит в пределах $C = 800 \dots 1200$, а для специальных насосов может достигать до нескольких тысяч.

После преобразования (2.17) получаем формулу для расчёта допустимой частоты вращения проектируемого насоса независимо от его размеров:

$$n\sqrt{Q} = C \left(\frac{\Delta h_{\min}}{10} \right)^{3/4}. \quad (2.18)$$



Для определения минимального кавитационного запаса $\Delta p_{\text{мин}}$ можно пользоваться формулой, предложенной Всесоюзным институтом гидромашиностроения:

$$\Delta h_{\text{мин}} = a \frac{c_0^2}{2g} + b \frac{w_1^2}{2g},$$

где c_0 – средняя абсолютная скорость при входе потока в рабочее колесо; w_1 – средняя относительная скорость при входе потока на лопасти; a – коэффициент, характеризующий возрастание скорости на входе по сравнению с c_0 ; b – коэффициент для относительной скорости.

Ориентировочные значения указанных коэффициентов при безударном входе $a = 1,0 \dots 1,2$; $b = 0,3 \dots 0,4$. Так как относительная скорость w_1 в 2...2,5 раза больше скорости c_0 , то основное влияние на $\Delta h_{\text{мин}}$ оказывает именно скорость w_1 .

Влияние температуры, плотности и вязкости жидкости на кавитационные качества насоса

Обращаясь к выражению (2.13), видим, что возрастание температуры, а следовательно, и повышение давления парообразования $p_{\text{п}}$ приводят к уменьшению минимального кавитационного запаса. Для того чтобы оставить $\Delta h_{\text{мин}}$ неизменным, необходимо увеличить давление на входе $p_{\text{вх}}$.

Из формулы (2.16) для действительного кавитационного запаса конкретной насосной установки видно, что повышение температуры жидкости, а следовательно, и увеличение давления паров $p_{\text{п}}$ приводят к снижению $\Delta h_{\text{мин}}$. Для предотвращения кавитации, т. е. сохранения $\Delta h_{\text{мин}}$ неизменным, следует либо повышать давление над свободной поверхностью $p_{\text{а}}$, либо уменьшать геометрическую высоту всасывания, либо снижать потери в приёмном трубопроводе.

Из выражения (2.14) для давления на входе в насос следует, что давление $p_{\text{вх}}$ зависит от плотности жидкости. Увеличение плотности жидкости при прочих равных условиях будет способствовать



более раннему наступлению кавитации, т. е. ухудшению кавитационных качеств насоса. С увеличением вязкости вследствие роста потерь на трение следует ожидать ухудшения всасывающей способности насоса.

Меры по предотвращению или ослаблению кавитации

Решающее влияние на возникновение кавитации в насосе оказывают условия входа жидкости в колесо и на лопасти. Насос необходимо спроектировать так, чтобы скорости жидкости на входе, особенно относительная, были небольшими, поля скоростей и давлений по сечению – равномерными.

С целью создания благоприятных условий входа жидкости все выступающие части насоса на входе в рабочее колесо должны иметь хорошо обтекаемую форму. Условия входа в рабочее колесо определяются диаметром входа в рабочее колесо D_0 , шириной канала на входе b_1 и входным углом β_1 . Практика показывает, что малые входные углы β_1 улучшают кавитационные качества насоса и в то же время из-за большого стеснения потока на входе ухудшают гидродинамические качества канала рабочего колеса.

Меры по предотвращению или ослаблению кавитации можно разбить на три категории.

Первая категория мер предполагает пути предотвращения или ослабления кавитации за счёт воздействия на систему, которую обслуживает насос. К ним можно отнести:

- снижение геометрической высоты всасывания;
- уменьшение температуры перекачиваемой жидкости;
- снижение потерь в приёмном трубопроводе;
- повышение давления перед входом в насос путём впуска жидкости во всасывающий патрубок из напорного трубопровода либо установки эжектора в начале приёмного трубопровода;
- впуск воздуха в приёмную часть насоса.

Вторая категория предусматривает ослабление кавитации за счёт некоторых видоизменений в конструкциях отдельных элементов машины, таких как:

- применение рабочего колеса с расширенным входом (рис. 2.34, а);



- применение для первой ступени многоступенчатого насоса рабочего колеса с большим значением коэффициента быстроходности n_s по сравнению с остальными рабочими колёсами;
- исполнение входных кромок рабочего колеса с увеличенной шириной, заострённых и расположенных наклонно к оси колеса;
- применение подпирających устройств, расположенных на вале насоса перед первой ступенью – осевое колесо либо шнек, что позволяет получить насосы с коэффициентом $C = 2500 \dots 5000$ и более (рис. 2.34, б, в);
- применение предвключённых (бустерных) насосов;
- применение в рабочих колесах суперкавитационных профилей, что позволило бы увеличить частоту вращения n без ухудшения энергетических характеристик (рис. 2.34, з);
- установка в подводящем патрубке выравнивателя – тонкой радиальной пластины, идущей от стенки до оси патрубка;
- установка лопастей в подводе перед рабочим колесом с целью уменьшения закрутки потока (рис. 2.34, а).

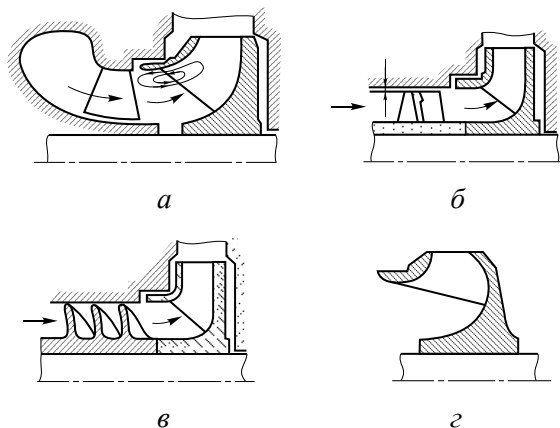


Рис. 2.34

Третья категория включает в себя мероприятия, позволяющие ослабить или исключить кавитацию путём изменения рабочих параметров насоса в процессе его эксплуатации. К ним можно отнести:

- искусственное уменьшение подачи Q при постоянной частоте вращения n , чего можно добиться в случае применения насоса с подачей 120...140 % от требуемой;
- уменьшение частоты вращения n по сравнению с расчётной.



Если по тем или иным соображениям исключить кавитацию невозможно, то (с целью ослабления разрушающего действия кавитации) детали машин рекомендуется изготавливать из легированных сталей (с присадкой хрома, никеля). Многочисленные опыты подтверждают, что кавитационному разрушению хорошо противостоят антикоррозионные материалы.

2.7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Основной задачей регулирования машины является подача в сеть жидкости с расходом Q , заданным определённым графиком. При этом, как видно из характеристики машины, изображённые совместно все основные параметры машины H , p , N_v и η имеют тенденцию изменяться. Вместе с тем сеть трубопроводов и потребители также налагают на некоторые из параметров определённые условия. Так, например, насосы и вентиляторы, покрывая заданный график расходов, должны создавать переменное давление, определяемое потребителем и гидравлическими свойствами системы трубопроводов.

Компрессоры в некоторых случаях работают на сеть с переменным Q , но должны обеспечить постоянное давление p (пневматический инструмент, воздушные молоты); в других случаях они работают с постоянным Q при переменном p (доменный и ваграночный процессы и т. п.)

Таким образом, возможны различные варианты задачи регулирования производительности.

Существует несколько способов регулирования расхода: дроссельное; изменением частоты вращения ротора, поворотом направляющих лопаток. Рассмотрим их более подробно.

Дроссельное регулирование при $n = \text{const}$

Пусть центробежная машина включена в трубопроводную систему так, как показано на рис. 2.35. Представим на графике (рис. 2.36) характеристики полного напора (энергии), мощности на валу и КПД центробежной машины при постоянной частоте вращения ротора. На этом же графике нанесём полную характеристику



трубопроводной сети, на которую работает машина; при этом регулирующий дроссель открыт полностью.

Установившийся режим работы машины возможен только при условии, что энергия, передаваемая потоку жидкости машиной, равна энергии, расходуемой в системе. Так как первая из них выражается ординатами характеристики $H = f(Q)$ центробежной машины, а вторая – ординатами характеристики трубопровода, то очевидно, что указанное равенство энергий наблюдается только в точке α пересечения характеристик. Таким образом, положение точки α определяет режим работы установки, т. е. производительность, напор, мощность на валу и КПД машины, при полностью открытом дросселе. Эти величины на рис. 2.36 обозначены соответственно Q , H , N_B , η .

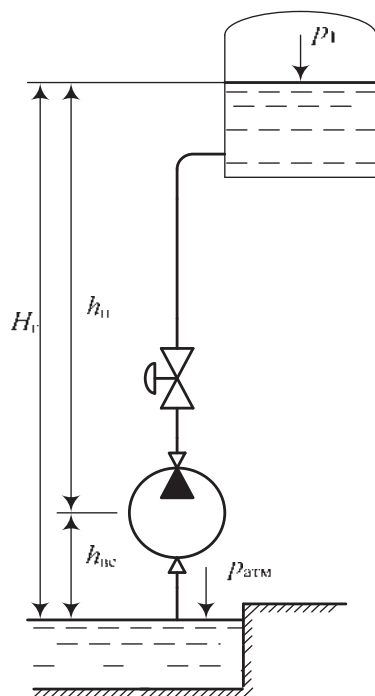


Рис. 2.35

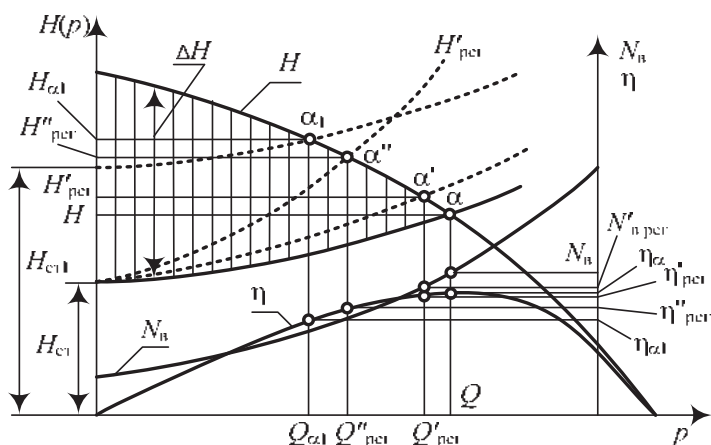


Рис. 2.36



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

Дальнейшее прикрывание дросселя вызывает смещение характеристики трубопроводной системы ещё больше вверх, и точка α передвинется, например, в точку α'' , дающую новые значения $Q''_{\text{рег}}$, $H''_{\text{рег}}$, $N''_{\text{в.рег}}$, $\eta''_{\text{рег}}$, и т. д. Следовательно, дроссельное регулирование при $n = \text{const}$ достигается введением дополнительного гидравлического сопротивления в сеть трубопроводов машины.

Поскольку наибольшая производительность достигается при полностью открытом дросселе (точка α), дроссельное регулирование применяют только с целью уменьшения производительности.

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

Регулирование изменением частоты вращения ротора насоса

В тех случаях когда имеется возможность изменять частоту вращения вала двигателя, приводящего в движение центробежную машину, целесообразно регулировать производительность изменением частоты вращения ротора насоса.

Пусть центробежная машина, включенная по схеме на рис. 2.35, работает при частотах $n_1, n_2, n_3 \dots$, причем $n_1 < n_2 < n_3 \dots$. Приведём в общей координатной системе характеристики этой машины при указанных частотах и характеристику трубопроводной сети (рис. 2.37).

Точки пересечения характеристик $H = f(Q)$ машины с характеристикой трубопровода, обозначенные на графике через $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \dots$, определяют режимы работы установки при различных частотах вращения ротора. Из графика видно, что изменением частоты могут быть достигнуты различные расходы $Q'_{\text{рег}}$, $Q''_{\text{рег}}$,



$Q'_{\text{рег}} \dots$ и напоры $H'_{\text{рег}}, H''_{\text{рег}}, H'''_{\text{рег}} \dots$, причём с увеличением частоты расход и напор растут, а с уменьшением их – убывают. Мощность на валу и КПД может быть определена из кривых мощности и КПД при указанных частотах по имеющимся значениям расходов $Q'_{\text{рег}}, Q''_{\text{рег}}, Q'''_{\text{рег}} \dots$. На рисунке это показано для n_3 .

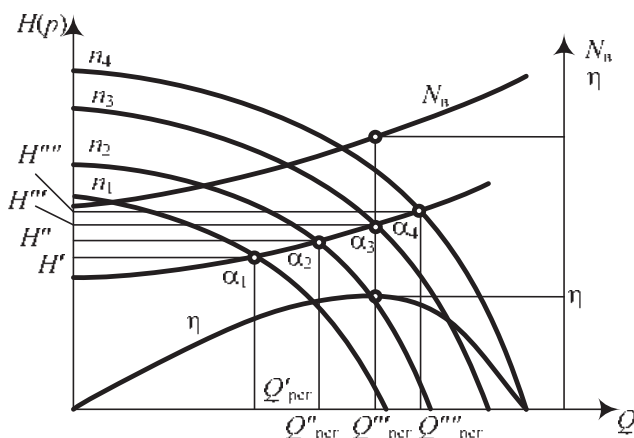


Рис. 2.37

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

Потери энергии, обусловленные гидравлическим сопротивлением дросселя, здесь не имеют места, и поэтому такой способ в эксплуатации выгоднее первого. Однако применяется он значительно реже.

Регулирование поворотными направляющими лопастями на входе в рабочее колесо

Из уравнения Эйлера (1.14) следует, что удельная энергия, передаваемая потоку жидкости в центробежной машине, существенно зависит от условий входа на рабочие лопасти. Закручивание потока, поступающего в рабочее колесо, влияет на величину напора и при заданной характеристике трубопровода изменяет производительность машины. Отсюда появляется возможность регулирования воздействием на поток, входящий в машину, особого лопастного направляющего аппарата. Последний может выполняться

в двух основных конструктивно различных вариантах: осевом и радиальном.

На рис. 2.38 показана схема осевого направляющего аппарата, состоящего из лопастей Л с радиальными осями вращения; все лопасти поворачиваются одновременно при помощи особого перестановочного кольца. Одно из положений лопастей соответствует размещению их в меридиональных плоскостях; при этом поток на входе в рабочее колесо будет радиальным. Другое характерное положение лопастей будет соответствовать полному их закрытию, когда $Q = 0$. Промежуточные положения лопастей будут давать некоторые регулируемые значения расхода.

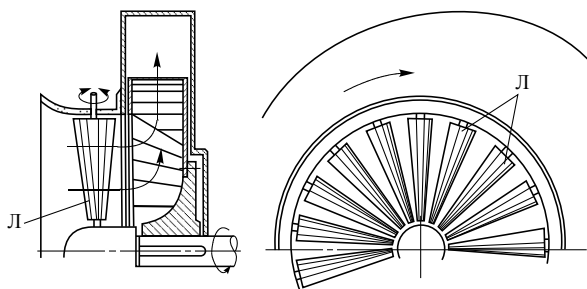


Рис. 2.38

Конструкция осевого направляющего аппарата на входе удобна при осевом подводе потока жидкости к машине.

На рис. 2.39 представлена схема направляющего аппарата радиальной конструкции, установленного на входе. Здесь круговая цилиндрическая решётка поворотных лопастей с осями, параллельными геометрической оси ротора машины, также обуславливает отклонение потока от меридиональных плоскостей. Это отклонение регулируется углом расположения средней плоскости лопастей относительно меридиональных плоскостей, проходящих через оси поворота лопастей.

Как видно из рис. 2.39, радиальный направляющий аппарат требует радиального подвода потока жидкости к центробежной машине; поэтому комбинирование такой машины с трубопроводом менее удобно, чем в случае осевого направляющего аппарата.

Направляющие аппараты следует располагать в непосредственной близости от входа в колесо (чем ближе, тем лучше); только в



этом случае достигается эффективное регулирование. Если направляющий аппарат располагать 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.

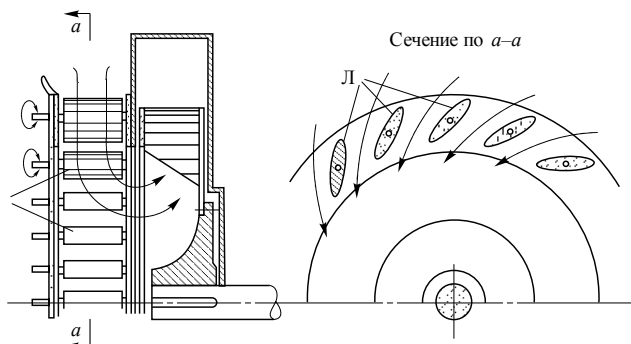


Рис. 2.39

Рассмотрим график регулирования производительности направляющим аппаратом на входе (рис. 2.40). На графике нанесены характеристики напора и мощности при $n = \text{const}$, соответствующие трём различным положениям направляющего аппарата на входе. Эти кривые обозначены соответственно через H_1, H_2, H_3, N_1, N_2 и N_3 .

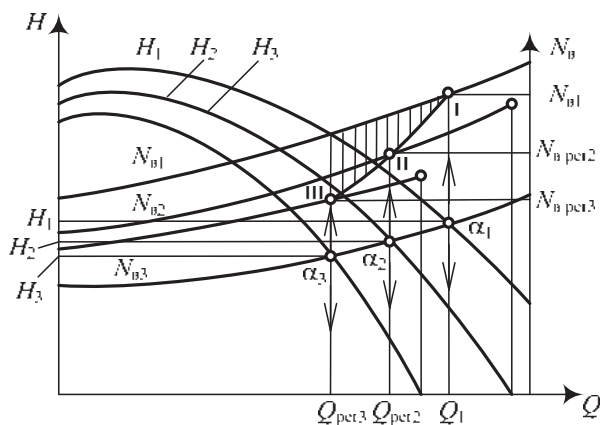


Рис. 2.40



При работе центробежной машины на заданную систему трубопроводов с характеристикой, показанной на графике, получают режимные точки $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$, определяющие производительности $Q'_{\text{рег}}, Q''_{\text{рег}}, Q'''_{\text{рег}}$. Мощности на валу, потребляемые при этом, будут $N_{\text{в1}}, N_{\text{в.рег2}}$ и $N_{\text{в.рег3}}$. Они определяются точками I, II и III. Соединив плавной линией точки I, II и III, получим линию изменения мощности на валу машины при регулировании её производительности направляющим аппаратом на входе. Эта линия лежит ниже линии мощности, 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 $N_{\text{в1}}$ и I, II и III. Это подтверждает сравнительную экономичность данного способа регулирования центробежных машин.

Поля производительностей и напоров при различных способах регулирования

Изменение производительности машины, обусловленное требованиями производства, в большинстве случаев сопровождается изменением её КПД. Поэтому только в редких случаях встречаются машины, работающие постоянно при максимальном КПД.

Отклонение КПД от его максимального значения обычно тем значительнее, чем глубже производится регулировка. Работа машины с низким КПД невыгодна, поэтому допустимые отклонения КПД от его максимального значения регламентированы государственным стандартом или ведомственными нормами. Так, например, при выборе насосов допускаются режимы работы с КПД, отличающимися на 7 % от максимального КПД данного насоса; выбор вентиляторов (ГОСТ 10616–63) должен производиться так, чтобы КПД их не падал ниже $0,9\eta_{\text{макс}}$. В связи с этим выбирать машины по каталогам удобно не по обычным характеристикам, а по характеристикам, построенным с учетом допустимого снижения КПД.



Если на характеристиках машины выделить участок с допустимым КПД, то получим область, называемую «полем характеристик». Каждая точка этого поля обеспечивает работу машины с КПД не ниже допустимого.

Рассмотрим построение полей характеристик при различных способах регулирования машин.

Пусть машина регулируется изменением частоты вращения её вала в пределах от n_{\min} до n_{\max} (рис. 2.41).

Проведением на графике изолиний минимальных КПД, допустимых в эксплуатации, вырезается заштрихованная площадь $abcd$. Эта площадь представляет собой поле производительностей и напоров, создаваемых машиной при условии работы с $\eta \geq \eta_{\min}$.

Если в квадрант координатной системы $Q-H$ нанести поля производительностей и напоров различных машин, регулируемых изменением частоты вращения, то получится сводный график полей при переменной частоте вращения.

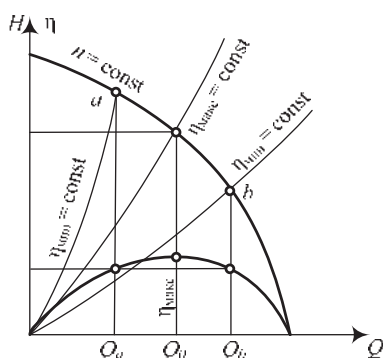


Рис. 2.42

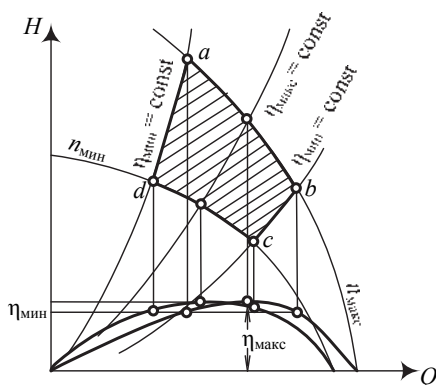


Рис. 2.41

Определим поле $Q-H$ машины на рис. 2.42 при регулировании её дросселем (обычно на напорной трубе).

Очевидно, что минимальное значение КПД, допустимое при эксплуатации машины, определяет участок ab напорной характеристики, для всех точек которого $\eta \geq \eta_{\min}$. Следовательно, при $n = \text{const}$ и регулировании дросселем поле характеристик представляется участком ab характеристики.

Для расширения области применения насосов широко пользуются способом обрезки рабочих колёс без изменения формы рабо-



чих лопастей. Обрезкой называют уменьшение наружного диаметра рабочего колеса путём обтачивания его на токарном станке. При этом геометрическое подобие нарушается; поэтому условия подобию и формулы пропорциональности для пересчёта параметров при обрезке применять нельзя.

При обрезке колеса совместное влияние изменений выходного угла β_2 и диаметра D_2 приводит, как показывают опыты, к пропорциям:

$$\frac{Q}{Q_{\text{обр}}} = \frac{D_2}{D_{2\text{обр}}}; \quad \frac{H}{H_{\text{обр}}} = \frac{D_2^2}{D_{2\text{обр}}^2}. \quad (2.19)$$

При небольших обрезках колёс КПД насоса можно считать постоянным. Исключив из пропорций диаметры, получим

$$\frac{H}{H_{\text{обр}}} = \frac{Q^2}{Q_{\text{обр}}^2}, \quad \frac{H}{Q^2} = \frac{H_{\text{обр}}}{Q_{\text{обр}}^2} = a, \quad \text{или} \quad H = aQ^2, \quad (2.20)$$

т. е. режимы, удовлетворяющие условиям (2.19), определяются уравнением параболы (2.20).

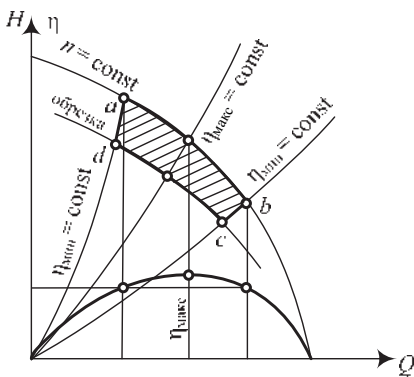


Рис. 2.43

Выясним влияние обрезки на поля производительностей и напоров насоса. Пусть дана характеристика насоса с исходным колесом при $n = \text{const}$ (рис. 2.43). Эксплуатационное условие $\eta \geq \eta_{\text{мин}}$ позволяет определить рабочий участок ab характеристики до обрезки.

Задавшись $D_{2\text{обр}}$ и зная D_2 и параметры Q и H для точек a и b , можно найти положения точек c и d (они лежат на параболах

обрезок, проходящих через точки a и b). Таким образом, определилось поле производительностей и напоров заданного насоса при условии обрезки до $D_{2\text{обр}}$.



Обрезка существенно расширяет область производительностей и напоров, перекрываемых насосом данного типа.

Величина обрезки оценивается отношением

$$\frac{D_2 - D_{2\text{обр}}}{D_2}, \quad \text{или} \quad \frac{D_2 - D_{2\text{обр}}}{D_2} 100 \, \%.$$

Колёса центробежных насосов допускают без заметного понижения КПД тем бóльшую обрезку, чем меньше их быстроходность (рис. 2.44).

Если в координатную систему $Q-H$ внести поля производительностей и напоров различных типов насосов при различных их размерах и допустимой обрезке, то получится сводный график полей характеристик при $n = \text{const}$.

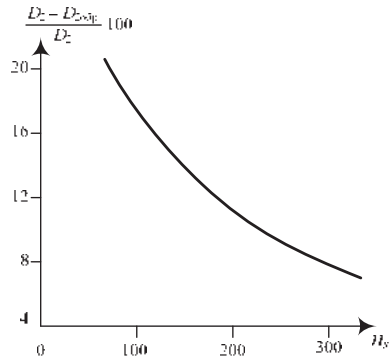


Рис. 2.44

2.8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Ранее было рассмотрено влияние формы рабочих лопаток на теоретический напор. Теперь изучим физику процесса в рабочем колесе и определим основные его геометрические размеры.

Начать целесообразно с треугольников скоростей на входе в рабочее колесо (см. рис. 1.10). Как уже указывалось, при отсутствии специальных направляющих аппаратов закручивание потока перед колесом невелико и поэтому можно принять $\alpha_1 = 90^\circ$.

Угол потока на входе β_1 зависит от режима работы машины. При постоянном количестве оборотов угол β_1 зависит от производительности насоса. Действительно, согласно треугольникам скоростей

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1r}}{u_1 - c_{1u}} \approx \frac{c_{1r}}{u_1}.$$



Из условия неразрывности потока следует, что

$$c_{1r} = \frac{Q}{\pi D_1 d_1 \mu_1},$$

где $\mu_1 = 0,85 \dots 0,95$ – коэффициент заполнения сечения активным потоком (с учётом толщины лопаток в вихревых зонах).

Следовательно,

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{Q}{\pi D_1 d_1 \mu_1 u_1}.$$

Поэтому разность углов потока и лопатки на входе в рабочее колесо

$$i = \beta_{1л} - \beta_1 \quad (2.21)$$

также зависит от режима работы насоса.

Разность i принято называть углом атаки. Разумеется, от величины угла атаки существенным образом зависят потери в рабочем колесе. Как показывают опыты, оптимальный угол атаки рабочих колёс с загнутыми назад лопатками близок к нулю ($i_{\text{опт}} = -3 \dots +5^\circ$).

Теперь рассмотрим треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса (см. рис. 1.10). Здесь также направления выходной скорости и выходной кромки лопаток не совпадают. Разность углов

$$\sigma = \beta_{2л} - \beta_2 \quad (2.22)$$

называют углом отставания потока. Угол σ в отличие от угла атаки i почти не зависит от режима работы и всегда положителен ($\sigma > 0$).

Отставание потока происходит по двум причинам. Во-первых, отставание наблюдается в неподвижных решётках и является естественным свойством отклонения потока в косом срезе канала. Угол отставания потока в неподвижной решётке зависит главным образом от угла поворота потока в решётке и расстояния между лопатками. Он обычно невелик ($\sigma = 2 \dots 4^\circ$).



Во-вторых, при вращении рабочего колеса появляется дополнительный скос потока, т. е. угол отставания последнего увеличивается. Увеличение угла отставания потока вызывается вихревым движением в межлопаточных каналах.

Рассмотрим этот вопрос подробнее, ограничившись для простоты случаем рабочего колеса с прямыми радиальными лопатками (рис. 2.45).

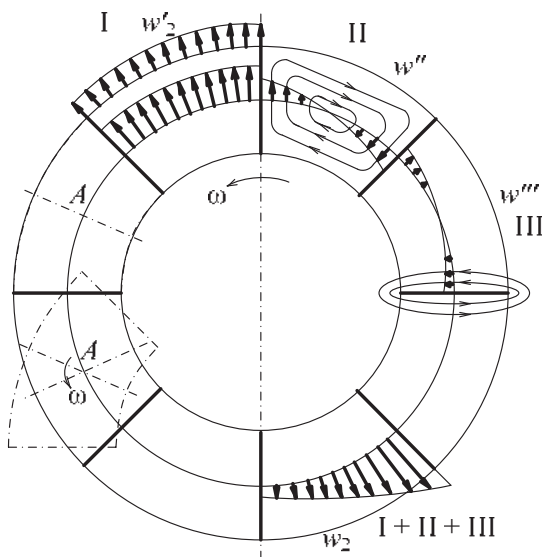


Рис. 2.45

Относительное движение в межлопаточных каналах схематически можно рассматривать как сумму трёх движений: а) движения жидкости в неподвижной решётке; б) вихревого движения внутри межлопаточных каналов; в) циркуляционного движения вокруг лопаток.

Примем, что перед рабочим колесом расположен неподвижный направляющий аппарат, закручивающий поток в сторону вращения так, что $\beta_1 = 90^\circ$. В этом случае движение в неподвижном канале происходит без изменения направления течения: $\beta_2 = \beta_1 = 90^\circ$, а скорости вдоль окружностей постоянны (канал I на рис. 2.45).

Вихревое движение внутри межлопаточных каналов показано в канале II. Возникновение этого движения объясняется вращением каналов: поскольку каналы вращаются, а вращение жидкости при



абсолютном движении отсутствует, наблюдателю, связанному со стенками канала, будет казаться, что жидкость вращается в каналах в сторону, противоположную направлению вращения рабочего колеса. На рис. 2.45 (канал II) показано распределение скоростей в средней части канала, вызванное вихревым движением.

Из рис. 2.45 видно, что вихревое движение вызывает скос потока: до решётки – в сторону вращения ротора, за решёткой – в сторону, противоположную направлению его вращения. Однако изменение среднего направления течения перед решёткой при отсутствии сил вязкости невозможно. Поэтому к двум рассмотренным течениям надо добавить третье – циркуляционное, которое уничтожило бы скос потока перед рабочими лопатками. Это течение показано схематически на рис. 2.45 в канале III.

Суммарное течение также показано на рис. 2.45 (нижний канал). Это течение характеризуется перекосом поля скоростей в межлопаточных каналах и, кроме того, отклонением потока на выходе из решётки в сторону, противоположную направлению вращения рабочего колеса.

Итак, угол отставания потока во вращающейся решётке всегда больше, чем в неподвижной.

К основным размерам рабочего колеса (см. рис. 1.18) следует отнести: D_0 – приведенный диаметр; D_r – диаметр горловины на входе; d – диаметр вала; $d_{вт}$ – диаметр втулки; D_2 – наружный диаметр; b_1 – ширина канала рабочего колеса на входе; b_2 – ширина канала на выходе.

Заданными величинами будут рабочие параметры колеса в расчётном режиме: Q – подача; H – напор; C – кавитационный коэффициент быстроходности и кавитационный запас; ρ – плотность или ν – вязкость; t – температура, по которой можно определить наибольшее значение давления насыщения p_n .

Определение частоты вращения вала n и коэффициента быстроходности n_s

Частота вращения n может быть задана, а если нет, то её выбирают такой, чтобы обеспечить требуемую всасывающую способность насоса и соединение с выбранным приводом. Исходя из усло-



вий обеспечения всасывающей способности насоса частота вращения определяется согласно (2.18) по формуле

$$n = \frac{C \left(\frac{\Delta h_p}{10} \right)^{3/4}}{\sqrt{Q}} \quad (2.23)$$

и

$$\Delta h_p = \frac{\Delta h}{k_{\text{зап}}},$$

где $k_{\text{зап}}$ – коэффициент запаса (согласно ГОСТ 6134–71 $k_{\text{зап}} = 1,15 \dots 1,30$).

В формулу (2.23) для насосов с двусторонним входом (рис. 2.46) вместо Q подставляется $Q_D = Q/2$.

Для крупных насосов коэффициент $C = 800 \dots 1100$, а для насосов с подпирными устройствами $C = 1800 \dots 3000$ (5000).

Далее необходимо определить, будет насос одноступенчатым или многоступенчатым. Установлено, что насос имеет высокий КПД, если коэффициент быстроходности его $n_s \geq 100$. При уменьшении n_s

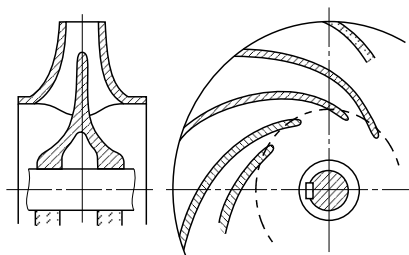


Рис. 2.46

КПД насоса падает за счёт трения жидкости о диски и протечек. Особо заметно КПД падает при $n_s < 60$. Вместе с тем чрезмерное увеличение n_s также приводит к снижению КПД за счёт возрастания гидравлических потерь в проточных каналах насоса.

Практикой установлено, что если коэффициент быстроходности насоса лежит в пределах $60 < n_s < 1000$, то его можно выполнять одноступенчатым, с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу. Если же $n_s < 60$, то в целях получения высокого КПД насос необходимо выполнять многоступенчатым. В этом случае количество последовательно включённых рабочих колёс i



определится, если задаться значением коэффициента быстроходности колеса $n_{ск}$:

$$n_{ск} = \frac{3,65\sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}}, \quad (2.24)$$

откуда

$$i = H^3 \sqrt[3]{\left(\frac{n_{ск}}{3,65\sqrt{Q}}\right)^4}.$$

Определение диаметра вала насоса и диаметра втулки рабочего колеса

Диаметр вала должен быть рассчитан на прочность и жёсткость. Ограничимся определением диаметра вала исходя из условия прочности на кручение в самом слабом его сечении в соответствии с известной из курса сопротивления материалов формулой

$$d = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2\tau_{доп}}},$$

где $M_{кр}$ – момент кручения вала, определённый при максимальной мощности насоса; $\tau_{доп}$ – допустимое касательное напряжение материала вала.

Максимальная мощность на валу насоса при этом

$$N_{макс} = a \frac{\rho g H Q}{\eta},$$

где $a = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент запаса на случай изменения режима работы насоса (выбирается тем больше, чем круче характеристика $N-Q$); η – КПД насоса.

Тогда крутящий момент

$$M_{кр} = \frac{N_{макс}}{\omega} = \frac{N_{макс}}{2\pi n},$$

где ω и n – угловая скорость и частота вращения вала насоса соответственно.



При уточнении диаметра вала необходимо учесть ослабление его шпонкой.

Далее исходя из конструктивных соображений определяют диаметр вала под втулкой рабочего колеса. Для этой цели используют прототипы. Диаметр втулки рабочего колеса $d_{\text{вт}}$ также определяется из конструктивных соображений. Предварительное значение диаметра втулки можно рассчитать по формуле

$$d_{\text{вт}} = a \sqrt[3]{\frac{N}{n}},$$

где $a = 120 \dots 130$ – для консольных насосов; $a = 150 \dots 160$ – для многоступенчатых. Обычно $d_{\text{вт}} = (1,15 \dots 1,2)d$.

Размеры рабочего колеса на выходе

Диаметр рабочего колеса помимо известных способов можно определить исходя из оптимального значения коэффициента напора, представляющего собой отношение полного напора к напору при нулевой подаче:

$$\psi_{\text{опт}} = \frac{H}{u_2^2 / g}.$$

В этом случае решение вопроса сведется к расчёту $\psi_{\text{опт}}$ и тогда

$$H = \frac{u_2^2}{g} \psi_{\text{опт}}, \quad (2.25)$$

откуда

$$u_2 = \pi D_2 n = \sqrt{\frac{gH}{\psi_{\text{опт}}}}$$

и

$$D_2 = \frac{1}{\pi n} \sqrt{\frac{gH}{\psi_{\text{опт}}}}.$$

Оптимальное значение коэффициента напора определяется в зависимости от коэффициента быстроходности n_s и минимума гидравлических, объёмных потерь и потерь, связанных с дисковым трением.



Определение оптимального значения коэффициента напора $\psi_{\text{опт}}$

Выразим гидравлические и объёмные потери через КПД и коэффициент напора. Согласно (1.11)

$$\Delta H = \left(\frac{1 - \eta_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma}} \right) \psi \frac{u_2^2}{g}.$$

Мощность, теряемая вследствие объёмных потерь, может быть получена как

$$N_Q = \rho g H_{\Gamma} Q_{\text{ут}}.$$

Эту же мощность можно выразить через часть теряемого при этом напора h_Q :

$$N_Q = \rho g h_Q Q_{\Gamma}.$$

Тогда

$$h_Q = (1 - \eta_0) \frac{H}{\eta_{\Gamma}} = \left(\frac{1 - \eta_0}{\eta_{\Gamma}} \right) \psi \frac{u_2^2}{g}.$$

Известно, что подача может быть определена согласно уравнению неразрывности потока как произведение площади живого сечения A на соответствующую скорость жидкости v , т. е. $Q = Av$. Для рабочего колеса площадь живого сечения $A \sim D^2$, а $v \sim u \sim Dn$. Тогда $Q \sim D^3 n = D^2 u$, откуда

$$D \approx \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = D_Q, \quad (2.26)$$

а подачу можно выразить как

$$Q = k_Q D_Q^2 u_2, \quad (2.27)$$

где k_Q – коэффициент пропорциональности.



Используя выражения (2.24), (2.25) и (2.27), коэффициент быстроходности можно представить как

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{k_Q D_2^2 u_2}}{\sqrt[4]{\left(\psi \frac{u_2^2}{g}\right)^3}} = 386,4 \frac{\sqrt{k_Q}}{\sqrt[4]{\psi^3}}. \quad (2.28)$$

Механические потери дискового трения рассчитываются по формуле

$$N_d = 2c_f \rho r_2^5 \omega^3 = \frac{1}{2} c_f \rho D_2^2 u_2^2,$$

где c_f – коэффициент трения.

С другой стороны, эту же мощность можно выразить через подачу и теряемый при этом напор $N_d = \rho g h_d Q$. Тогда с учётом (2.28)

$$h_d = 7610 c_a \frac{u_2^2}{n_s^2 \psi^{2/3}}.$$

Суммируя все потери ($\Sigma h_n = \Delta H + h_Q + h_d$) и определяя экстремум полученной функции путём дифференцирования её по ψ и приравнивания производную нулю, получим расчётную формулу для получения оптимальной величины ψ :

$$\psi_{\text{опт}} = 104,6 \left[\frac{c_f}{n_s^2} \left(\frac{\eta_r}{2 - \eta_r - \eta_0} \right) \right]^{0,4}.$$

Зависимости объёмного и гидравлического КПД от коэффициента быстроходности показаны на рис. 2.47.

Зная для каждого значения n_s величины η_r и η_0 , можно построить зависимость оптимального значения коэффициента напора от коэффициента быстроходности, т. е. $\psi_{\text{опт}} = f(n_s)$, показанную на рис. 2.48.

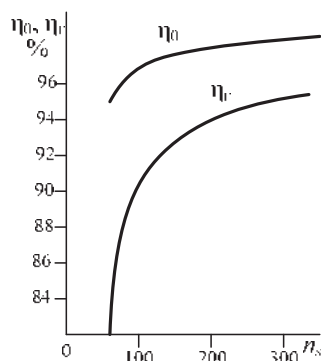


Рис. 2.47

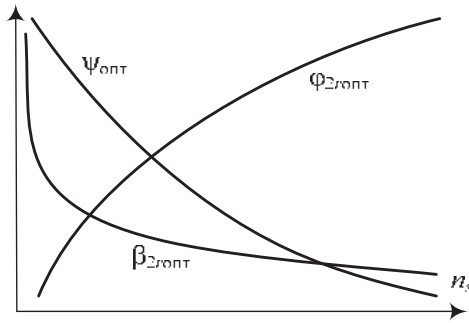


Рис. 2.48

Ширину канала рабочего колеса на выходе можно определить, либо используя формулу (2.26):

$$b_2 = k_b D_Q = k_b 3 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

в которой коэффициент k_b вычисляется в зависимости от коэффициента быстроходности n_s :

- при $n_s < 120$ $k_b = 0,78 \left(\frac{n_s}{100} \right)^{1/2}$;
- при $n_s > 120$ $k_b = 0,635 \left(\frac{n_s}{100} \right)^{5/6}$,

либо из условия неразрывности потока, отнесенного к выходному сечению рабочего колеса $Q_T = \pi D_2 b_2 c_{2r}$, откуда

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

где

$$\begin{aligned} c_{2r} &= k_{2r} \sqrt{2gH} = (0,01...0,015) \sqrt{2gH n_s} = \\ &= (0,0141...0,0212) \sqrt{g \psi \frac{u_2^2}{g} n_s} = (0,0142...0,0212) u_2 \sqrt{\psi n_s}. \end{aligned}$$



По оптимальным значениям радиальной скорости $c_{2\text{ропт}}$ и окружной $u_{2\text{ропт}}$ для каждого коэффициента быстроходности можно построить график (рис. 2.48) зависимости оптимальных значений коэффициентов расхода $\varphi_{2\text{ропт}}$ от n_s :

$$\varphi_{2\text{ропт}} = \frac{c_{2\text{ропт}}}{u_{2\text{ропт}}} = (0,0141 \dots 0,0212) \sqrt{\psi n_s}.$$

По значениям $\varphi_{2\text{ропт}}$ и $\psi_{\text{ропт}}$ можно получить формулу для оптимального выходного угла $\beta_{2\text{ропт}}$.

Действительный напор при безударном входе жидкости на рабочее колесо с учётом (1.13) равен

$$H = k\eta_{\Gamma} \frac{u_2 c_{2u}}{g} = k\eta_{\Gamma} \frac{u_2^2}{g} (1 - \psi_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2) = \psi \frac{u_2^2}{g},$$

откуда

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{\psi_{2r}}{1 - \frac{\psi}{k\eta_{\Gamma}}}.$$

Графическое изображение зависимости $\beta_{2\text{ропт}}(n_s)$ показано на рис. 2.48.

Определение ширины лопаток рабочего колеса на входе

Расположение входной кромки лопасти, зависящее от её входного угла β_1 , определяет кавитационные качества насоса. Ориентировочно, исходя только из условия работы насоса с высоким КПД, ширину рабочих лопаток на входе можно вычислить по условию неразрывности потока, при котором скорость c_1 перед рабочими лопатками не отличалась от скорости c_0 (на входе в ступень).

$$\text{Поскольку } c_0 = \frac{4Q}{\pi D_0^2 \mu_0}; \quad c_1 \approx \frac{Q}{\pi D_1 b_1 \mu_1}; \quad D_0 \approx D_1; \quad \mu_0 = \mu_1 \quad (\mu_0 \text{ и } \mu_1 - \text{коэффициенты заполнения сечения активным потоком),}$$

из условия $c_1 = c_0$ следует, что $b_1 \approx D_1 / 4$.



В некоторых случаях, особенно для вентиляторов, лучшие результаты получаются, если принять несколько большую ширину лопаток. Можно рекомендовать определять b_1 по формуле $b_1 = (1 \dots 1,5) D_1 / 4$.

Ширина рабочих лопаток на выходе b_2 в большинстве случаев определяется из условия равенства радиальных проекций скорости до и после рабочего колеса (рис. 1.52):

$$b_2 = b_1 \frac{D_1}{D_2}.$$

Определение количества рабочих лопаток z необходимо производить так, чтобы обеспечить максимальный КПД рабочего колеса. Если число лопаток выбрано слишком малым, то появляются вихревые области (зоны отрыва потока) в межлопаточных каналах, представляющие собой дополнительный источник потерь. Чрезмерно большое количество лопаток также вызывает рост потерь вследствие увеличения поверхностей трения.

Опыты показывают, что оптимальным будет такое количество лопаток, при котором среднее расстояние между ними примерно равно половине их длины. Легко убедиться, что этому условию соответствует эмпирическая формула, широко применяемая при определении количества рабочих лопаток насосов и вентиляторов:

$$z = 6,5 \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2}, \quad (2.29)$$

где $m = D_2 / D_1$.

Отношение диаметров оказывает сравнительно небольшое влияние на КПД насоса и поэтому может выбираться в весьма широких пределах. Обычно отношение диаметров не выходит за рамки $0,3 < D_1 / D_2 < 0,8$. Лучшие машины характеризуются отношением $D_1 / D_2 = 0,6 \dots 0,7$.

Глава 3

ОСЕВЫЕ, РОТОРНЫЕ И ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

3.1. УСТРОЙСТВО И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ОСЕВЫХ НАСОСОВ

Осевые насосы, так же как и центробежные, относятся к классу лопастных машин, но с повышенным коэффициентом быстроходности ($n_s > 600$). Они предназначены для работы при малых напорах и больших подачах. С увеличением коэффициента быстроходности n_s изменяется форма меридианной проекции рабочего колеса, уменьшается отношение D_2 / D_0 , колесо центробежное с ростом n постепенно преобразуется в диагональное (полуосевое) и далее – в осевое.

Осевые насосы обычно выполняются с вертикальным расположением вала. Рассмотрим конструкцию насоса, показанного на рис. 3.1. К станине 2, опирающейся на раму из швеллеров 9, крепится корпус 1 с направляющим аппаратом 4. На коническую заточку нижнего конца вала сажается ступица 3 рабочего колеса, крепящаяся при помощи врезной шпонки и гайки. Лобовой части ступицы придана форма тела с малым гидродинамическим сопротивлением на обтекание.

Лопasti направляющего аппарата 4 поддерживают своими внутренними концами криволинейную втулку 10 (задний обтекатель), на внутреннем фланце которой крепится нижний подшипник 8. Ротор насоса, состоящий из вала с облицовкой 5, рабочего колеса, соединительной муфты и упорного кольца, на упорном

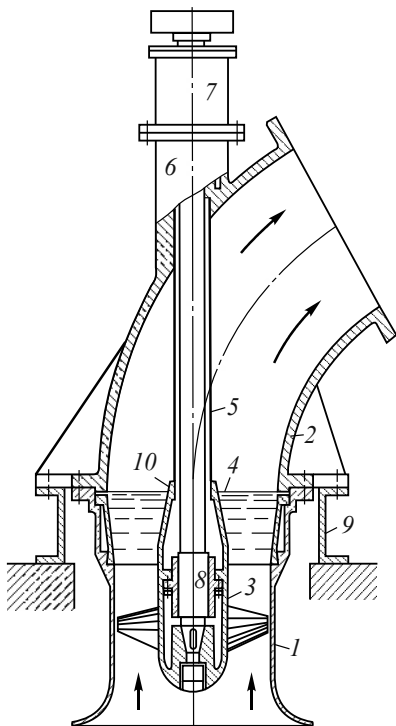


Рис. 3.1

Применяются конструкции осевых насосов, выполненные в основном из листовой и фасонной стали сварным способом.

Насос приводится в движение вертикальным электродвигателем.

На рис. 3.2 показано рабочее колесо осевого насоса типа «О». Количество лопастей у осевых насосов $z = 2 \dots 6$.

В непосредственной близости за рабочим колесом в корпусе размещён направляющий аппарат. Он представляет серию неподвижно закреплённых лопастей, образующих диффузорные каналы, служащие для преобразования кинетической энергии жидкости в давление и придания потоку осевого направления. Таким образом, лопастная система насоса получается встроенной в цилиндрическую трубу, что позволяет заметно упростить конструкцию насоса.

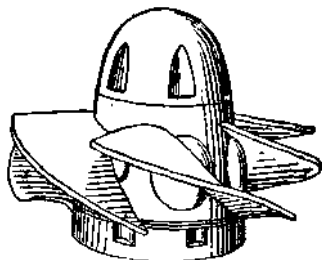


Рис 3 2



Отвод выполнен в виде коленообразной трубы, обеспечивающей вывод вала наружу. Вал насоса покоится в двух опорных подшипниках: верхнем и нижнем. Последний обычно изготавливается вместе с выправляющим аппаратом. В месте выхода вала из корпуса имеется уплотнительное устройство – сальник. В насосах марки «ОП» поворотное устройство лопастей рабочего колеса размещено в его втулке.

Отечественная промышленность изготавливает осевые насосы с подачей от 0,072 до 40,5 м³/с и напором от 2,5 до 26 м. Насосы предназначены для подачи воды или других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности, содержащих взвешенных частиц не более 3 г/л, из них абразивных частиц не более 2 %, имеющих температуру не более 308 К (35 °С). Они изготавливаются двух типов и имеют следующие буквенные обозначения: «О» – с жёстко закреплёнными лопастями рабочего колеса диаметром до 800 мм; «ОП» – с поворотными лопастями рабочего колеса диаметром больше 800 мм. Данные насосы могут быть «Г» – с горизонтальным расположением вала или с вертикальным. Их рабочие колёса в зависимости от формы профиля лопастей имеют 7 моделей: 2, 3, 5, 6, 8, 10 и 11. По типу подводков такие насосы различаются на «К» – с камерным подводом; «МК» – малогабаритный с камерным подводом; «МБК» – моноблочный с камерным подводом; «Э» – с электроприводом разворота лопастей; «ЭГ» – с электрогидроприводом разворота лопастей; «КЭ» – с камерным подводом и с электроприводом разворота лопастей; «МЭ» – малогабаритный с электроприводом разворота лопастей; «МКЭ» – малогабаритный с камерным подводом и с электроприводом разворота лопастей.

Примером условного обозначения насоса типа «О», горизонтального исполнения «Г», модель 6, с диаметром рабочего колеса 150 мм может служить насос ОГ6-15 (ГОСТ 9366–71). Того же типа «О», вертикального исполнения «КВ», модели 5, с диаметром рабочего колеса 470 мм, модификации «К» – насос ОВ5-47К (ГОСТ 9366–71).

Маркировка насоса типа «ОП» вертикального исполнения «В» модели 11 с диаметром рабочего колеса 2600 мм модификации «ЭГ» – ОПВ 11-260 «ЭГ» (ГОСТ 9366-71).

Частота вращения выпускаемых насосов в зависимости от размеров рабочего колеса лежит в пределах $n = 250 \dots 2900$ об/мин.



Так, насос ОВПО-260 имеет $n = 250$ об/мин, а насос ОГ6-150 имеет частоту вращения $n = 2900$ об/мин.

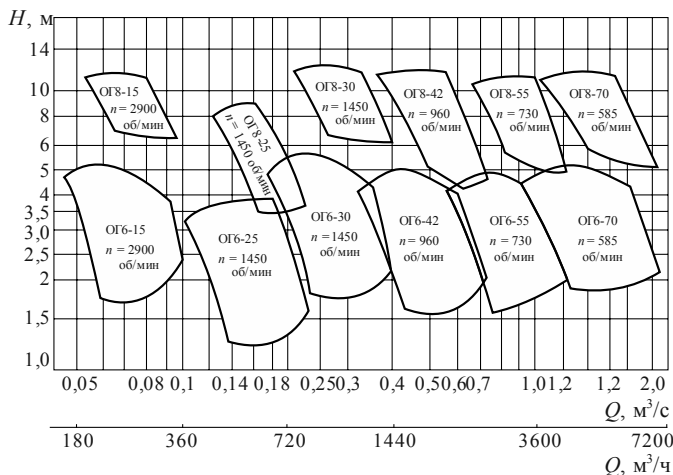


Рис. 3.3

Допустимый кавитационный запас насосов равен 5...18 м. Их оптимальные КПД – не менее 78...86 %.

Области использования того или иного типа осевого насоса иллюстрируются для горизонтальных насосов на рис. 3.3, вертикальных – на рис. 3.4.

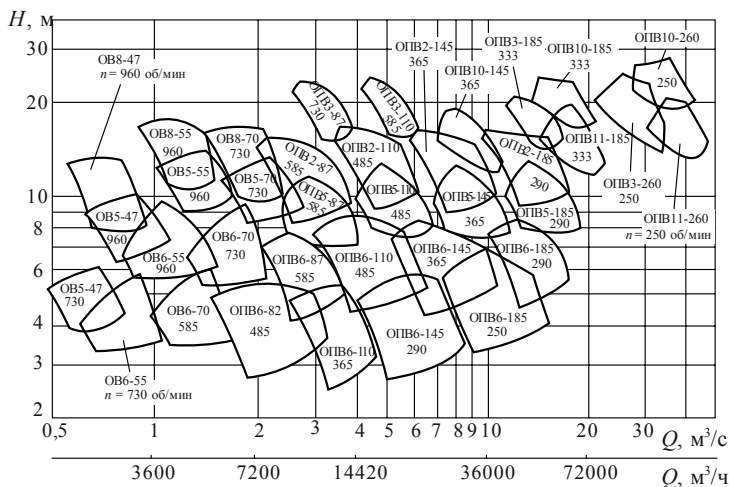


Рис. 3.4



Из приведённого рисунка следует, что область оптимальной работы каждого нагнетателя ограничена, что необходимо учитывать при подборе оборудования на станциях.

3.2. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОСЕВЫХ НАСОСОВ

При проектировании осевых насосов, исследовании их рабочего процесса с целью упрощения делается целый ряд допущений.

Полагают, что потоки в подводе и отводе независимы. В точной части перед колесом и за ним поток осесимметричен. Считают, что поверхности тока близки к цилиндрическим, а это значит, что радиальных перемещений жидкости в насосе нет, т. е. радиальная составляющая $c_r = 0$. Значит, нет и перемешивания между соседними цилиндрическими слоями. Исходя из того условия, что абсолютный поток – потенциальный, можно доказать, что $c_{1a} = c_{2a} = c_a = \text{const}$, т. е. осевая составляющая абсолютной скорости будет постоянна по всему сечению потока от втулки к периферии.

В осевой машине (вентиляторе, компрессоре, насосе) передача энергии с вала потоку происходит при помощи рабочего колеса, состоящего из консольных лопастей, закреплённых на втулке (рис. 3.5, а). Так как колесо машины, вращаясь, удерживается в осевом направлении, а лопасти его закреплёны под углом к плоскости вращения, то оно тянет на себя жидкость (газ), несколько закручивая ее и перемещая вдоль оси.

Для рассмотрения работы осевых машин пользуются теорией решётки лопастей.

Рассекая колесо цилиндрической поверхностью радиусом r (рис. 3.5, а) и развёртывая эту поверхность с сечениями лопастей, получаем плоскую решётку лопастей осевой машины (рис. 3.5, б).

Основные величины, характеризующие геометрию решётки: t – шаг лопастей, равный расстоянию между аналогичными точками сечений лопасти, измеренному в направлении движения решётки; b – длина хорды сечения лопасти; B – ширина решётки – размер, параллельный оси вращения; $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ – лопастные углы на входе и выходе; β_y – угол остановки лопасти – угол между хордой лопасти



и осью решётки; $T = t/l$ – относительный шаг решётки; $1/T = l/t$ – густота решётки.

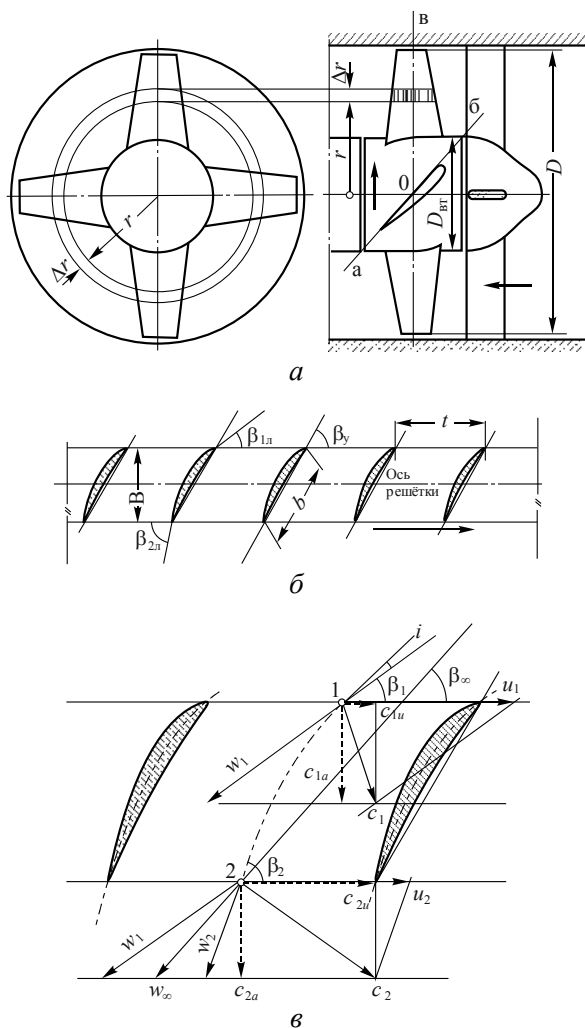


Рис. 3.5

Построив планы скоростей на входе и выходе, введём основные кинематические параметры потока, проходящего через решётку (рис. 3.5, в): u_1 , w_1 , c_1 и u_2 , w_2 , c_2 – переносная, относительная и абсолютная скорости на входе и выходе; $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ – углы входа и выхода – углы между осью решётки и относительными скоростями



потока на входе и выходе; i – угол атаки (между касательной к средней линии лопасти и относительной скоростью на входе); σ – угол отставания (между касательной к средней линии лопасти и относительной скоростью на выходе).

Из планов скоростей (рис. 3.5, в) следует, что решётка лопастей изменяет величины и направления относительной и абсолютной скорости.

Характерными обстоятельствами являются закручивание потока решёткой ($c_{2u} > c_{1u}$) и наличие отставания потока на выходе ($\sigma \neq 0$).

Гипотеза о цилиндричности течения в области рабочего колеса, т. е. когда $c_r = 0$ (поток не закручен), приводит к тому, что напор H и циркуляция Γ скорости вдоль радиуса за колесом будут постоянными:

$$H = \text{const}, \quad \Gamma = \text{const}.$$

При принятых допущениях основная масса потока движется параллельно оси рабочего колеса и соблюдается условие $u_1 = u_2 = u = r\omega$, т. е. окружная скорость на входе равна окружной скорости на выходе. Входной и выходной треугольники скоростей показаны на рис. 3.6, а уравнение Эйлера запишется как

$$H_T = \frac{u}{g}(c_{2u} - c_{1u}) = \frac{u}{g}c_a(\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_2),$$

или

$$H_T = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (3.1)$$

Из уравнения (3.1) следует, что напор, создаваемый осевым насосом, получается в основном за счёт диффузорного эффекта, поэтому его величина при прочих равных условиях (D , n) будет меньше напора, создаваемого центробежным насосом.

Чем больше разница между β_1 и β_2 , т. е. чем больше искривлена поверхность лопасти, тем больше будет напор.

Для получения насоса с высокими экономическими показателями лопасти его рабочего колеса и выправляющего аппарата наби-

рают из крыловидных профилей. Проектировать лопасти можно с помощью методов расчёта, разработанных в соответствии с вихревой теорией Н.Е. Жуковского. Для уменьшения протечек жидкости и снижения индуктивного сопротивления лопастей рабочего колеса радиальный зазор между ними и корпусом насоса необходимо оставлять как можно меньшим. Исходя из предположения, что этот зазор равен нулю, а радиальный размер лопасти по сравнению с хордой профиля достаточно большой, обтекание лопасти колеса можно свести к обтеканию крыла бесконечного размаха. Лопасть такого профиля (рис. 3.7, а) характеризуется следующими основными параметрами: L – длиной, l – хордой.

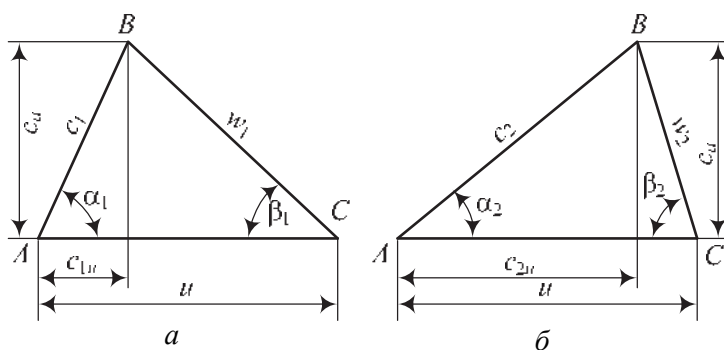


Рис 3 6

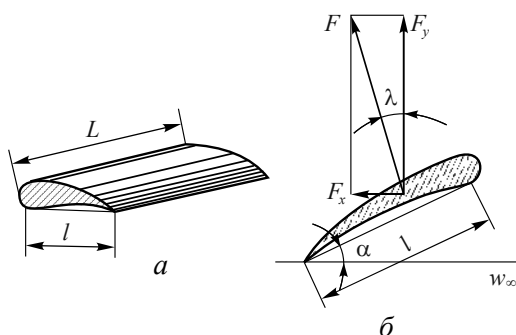


Рис. 3.7

В соответствии с теорией Н.Е. Жуковского при обтекании лопасти крыловидного профиля реальной жидкостью возникает подъёмная сила F_y (рис. 3.7, б), нормальная к скорости набегающего



потока, и лобовое сопротивление F_x , направление которого совпадает со скоростью w_∞ . В результате на профиль будет действовать суммарная сила F . Согласно теореме Н.Е. Жуковского величина подъёмной силы может быть вычислена по формуле

$$F_y = \rho \Gamma_1 w_\infty L, \quad (3.2)$$

где ρ – плотность жидкости; w_∞ – скорость невозмущённого потока; Γ_1 – циркуляция скорости вокруг крыла; L – размах крыла.

Часто для упрощения расчётов размах L принимают равным единице (крыло единичного размаха), тогда выражение для F_y принимает вид $F_y = \rho \Gamma_1 w_\infty$.

Формула Н.Е. Жуковского для F_y позволяет судить, за счёт чего можно увеличить подъёмную силу.

На практике подъёмную силу и лобовое сопротивление определяют путём введения безразмерных коэффициентов – коэффициентов подъёмной силы c_y и лобового сопротивления c_x , которые получают в результате продувки профиля в аэродинамической или гидродинамической трубе. Коэффициент подъёмной силы представляет собой отношение

$$c_y = \frac{F_y}{\rho S \frac{w_\infty^2}{2}}, \quad (3.3)$$

где S – площадь крыла.

Величина подъёмной силы из (3.3) может быть найдена как

$$F_y = c_y \rho \frac{w_\infty^2}{2} Ll. \quad (3.4)$$

Решая совместно уравнения (3.2) и (3.4), можно получить выражение для циркуляции скорости вокруг крыла

$$\Gamma_1 = \frac{1}{2} c_y w_\infty l.$$



По аналогии с (3.3) формула для коэффициента лобового сопротивления будет

$$c_y = \frac{F_y}{\rho S \frac{w_\infty^2}{2}},$$

а для силы лобового сопротивления

$$F_y = c_y \rho \frac{w_\infty^2}{2} L l.$$

Величины коэффициентов c_y и c_x зависят от числа Рейнольдса (Re), формы (конфигурации) профиля и угла атаки α (угла между хордой профиля и направлением скорости невозмущённого потока).

Для крыла конечного размаха c_y и c_x зависят также от отношения хорды к размаху (l/L).

На основании продувок профилей строят графические зависимости между c_y , c_x и α . Зависимость $c_y = f(c_x)$ (рис. 3.8, а) носит название поляры крыла.

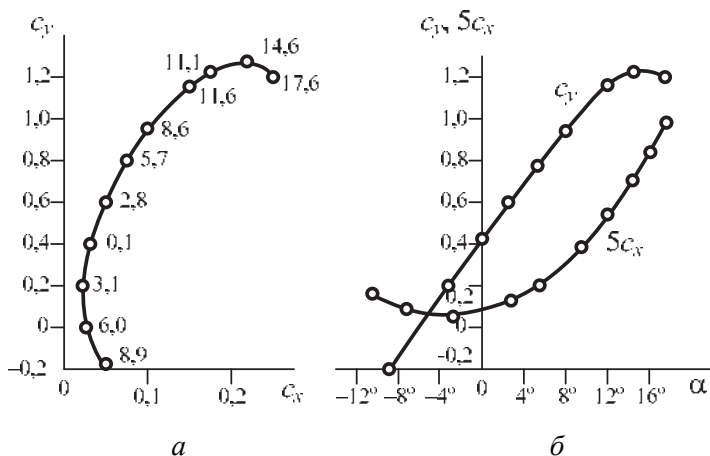


Рис. 3.8



На рис. 3.8, б показана зависимость c_y , $c_x = f(\alpha)$. Отношение подъёмной силы к лобовому сопротивлению $\frac{F_y}{F_x} = \frac{c_y}{c_x} = k$ называется качеством профиля.

Обратное соотношение $\frac{F_x}{F_y} = \frac{c_x}{c_y} = \frac{1}{k}$ носит название обратного качества.

Профиль в гидродинамическом отношении тем лучше, чем больше c_y и чем меньше c_x . Угол λ называется углом планирования. Обычно он не превышает 1° , и в расчетах его часто принимают равным нулю.

Результаты, полученные для одиночной лопасти, нельзя переносить на лопасти такого же профиля рабочего колеса, поскольку их взаимное влияние изменяет характер распределения скоростей в потоке и значение коэффициентов c_y и c_x . Для упрощения задачи исследования обтекания лопастной системы насоса используют прямую плоскую решётку профилей, предложенную Н.Е. Жуковским при выводе теоремы о силе гидродинамического давления.

Принимая во внимание цилиндричность течения, под плоской решёткой будем понимать развёртку на плоскости следов (отпечатков), полученных в результате рассечения рабочего колеса двумя бесконечно близкими (рис. 3.9) соосными цилиндрами. Обтекание лопастной системы насоса сводят к обтеканию такой прямой плоской решётки.

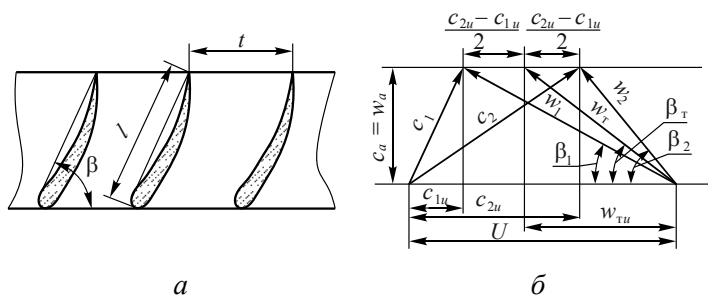


Рис. 3.9



За скорость невозмущённого потока в соответствии с теоремой Н.Е. Жуковского принимается средняя геометрическая относительных скоростей на входе и выходе:

$$w_{\infty} = \bar{w}_T = \frac{\bar{w}_1 + \bar{w}_2}{2}.$$

Величина этой скорости и её направление, определяемое углом β_T , могут быть найдены из треугольников скоростей (рис. 3.8, б):

$$w_T = \sqrt{c_a^2 + \left[u - \frac{(c_{2u} + c_{1u})^2}{2} \right]^2}, \quad (3.5)$$

$$\operatorname{tg} \beta_T = \frac{c_a}{u - \frac{c_{2u} + c_{1u}}{2}}. \quad (3.6)$$

При проектировании лопастей по формулам (3.5) и (3.6) находят параметры решёток, начиная от корневого (у втулки) и кончая периферийным сечением.

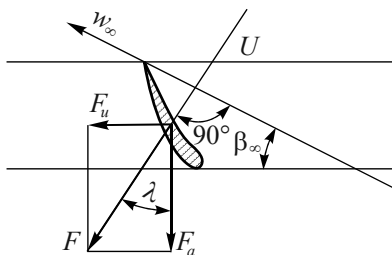


Рис. 3.10

При обтекании идеальной жидкостью равнодействующая сила F на профиле с единичным размахом будет (рис. 3.10):

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2},$$

где F_u и F_a – окружная и осевая составляющие силы F .

Чтобы получить формулу для равнодействующей силы F в реальных условиях, необходимо учесть вязкость жидкости. При выводе формулы используют уравнение количества движения для объёма жидкости, который ограничивают контуром 1, 2, 1', 2' и размахом, равным единице (рис. 3.11).



Выражение для окружной составляющей получают из уравнения количества движения непосредственно; причём оно будет одинаковым и для идеальной, и для реальной жидкости. Чтобы получить формулы для составляющей F_a , необходимо рассмотреть

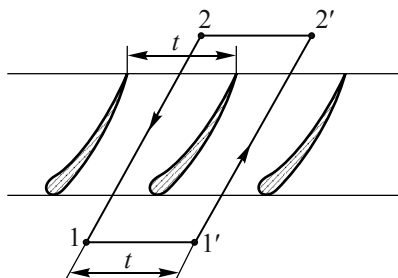


Рис. 3.11

силы движения, действующие на профиль по контрольным плоскостям 1–1' и 2–2', с помощью уравнения Бернулли, которое для реальной и идеальной жидкости будет разным. В уравнение Бернулли для реальной жидкости необходимо ввести дополнительный член, учитывающий потери энергии. В реальном потоке равнодействующей силой будет сила F' (рис. 3.12). Окружная проекция этой силы F_u и определяет потребляемую мощность:

$$N = F_u u = F_u \omega r .$$

Величина силы F' зависит от потери энергии $g\Delta H$. В данном случае подъёмной силой в решётке F_{yp} будет проекция силы F' на нормаль к скорости невозмущённого потока w_∞ , а лобовое сопротивление F_{xp} – проекцией той же равнодействующей F' на направление самой скорости w_∞ .

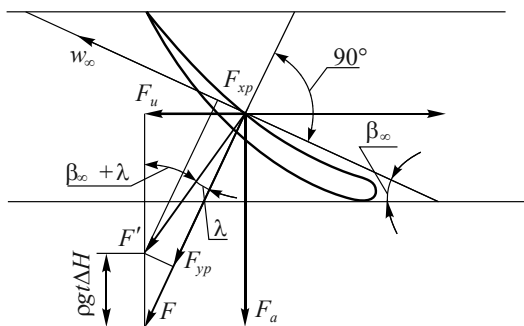


Рис. 3.12



Теоретический напор H_T может быть определен, если известен гидравлический КПД η_Γ :

$$H_T = \frac{H}{\eta_\Gamma} = H + \Delta H .$$

Гидравлический КПД, как известно, может быть представлен выражением в общем виде:

$$\eta_\Gamma = \frac{H_T - \Delta H}{H_T} = 1 - \frac{\Delta H}{H_T} , \quad (3.7)$$

где ΔH – потеря напора. Эта потеря равна работе силы лобового сопротивления F_x на пути скорости в единицу времени, отнесённой к единице массы протекающей жидкости:

$$\Delta H = \frac{F_x w_\infty}{\rho g t c_a} = \frac{F w_\infty \sin \lambda}{\rho g t w_\infty \sin \beta_\infty} = \frac{F \sin \lambda}{\rho g t \sin \beta_\infty} . \quad (3.8)$$

Теоретический напор H_T будет равен работе окружной составляющей равнодействующей F_u , отнесённой также к единице массы жидкости, т. е.

$$H_T = \frac{F_u u}{\rho g t c_a} = \frac{F \sin (\beta_\infty + \lambda) u}{\rho g t w_\infty \sin \beta_\infty} . \quad (3.9)$$

Совместное решение уравнений (3.7)–(3.9) относительно η_Γ даёт выражение

$$\eta_\Gamma = 1 - \frac{w_\infty}{u} \frac{\sin \lambda}{\sin (\beta_\infty + \lambda)} .$$

Гидравлический КПД ступени для осевых насосов и вентиляторов $\eta_\Gamma = 0,75 \dots 0,92$. Механический КПД учитывает потери энергии от трения в уплотнениях, подшипниках и дискового трения



$\eta_{\text{мех}} = 0,94 \dots 0,98$. Объёмные потери в силу их незначительности обычно не учитываются, и тогда полный КПД ступени составит

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\text{мех}} = 0,7 \dots 0,9.$$

Поскольку $F = \frac{F_y}{\cos \lambda}$, а $F_y = c_y \rho \frac{w_{\infty}^2}{2} l$, уравнение (3.9) можно представить в виде

$$H_{\Gamma} = c_y \frac{w_{\infty}^2}{2} \frac{l}{t} \frac{u}{c_u} \frac{\sin(\beta_{\infty} + \lambda)}{\cos \lambda}. \quad (3.10)$$

Принимая условие, что напор H_{Γ} вдоль радиуса рабочего колеса постоянен, т. е. $H_{\Gamma} = \text{const}$, для нахождения коэффициента подъёмной силы c_y или густоты данной решётки l/t можно воспользоваться уравнением, полученным из (3.10):

$$c_y \frac{1}{t} = \frac{2gH_{\Gamma}}{w_{\infty}^2} \frac{c_a}{u} \frac{\cos \lambda}{\sin(\beta_{\infty} + \lambda)}. \quad (3.11)$$

Характеристики осевого насоса имеют некоторые отличия от тех же характеристик центробежного насоса. Так, напорная характеристика $H(Q)$ и зависимость $\eta(Q)$ у осевого насоса более крутые, чем у центробежного. Максимальная мощность у осевого насоса соответствует нулевой подаче (при $Q = 0$). На рис. 3.13 показаны зависимости $H(Q)$ и $\eta(Q)$ осевого насоса при постоянной частоте вращения и постоянном угле установки лопастей рабочего колеса.

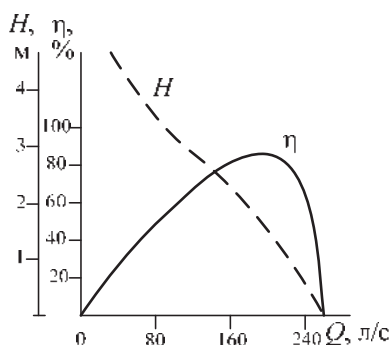


Рис. 3.13

Для насосов с поворотными лопастями рабочих колёс характеристики строятся для различных углов установки лопастей. Такая



характеристика представлена на рис. 3.14, а на рис. 3.15 – характеристика при различных частотах вращения.

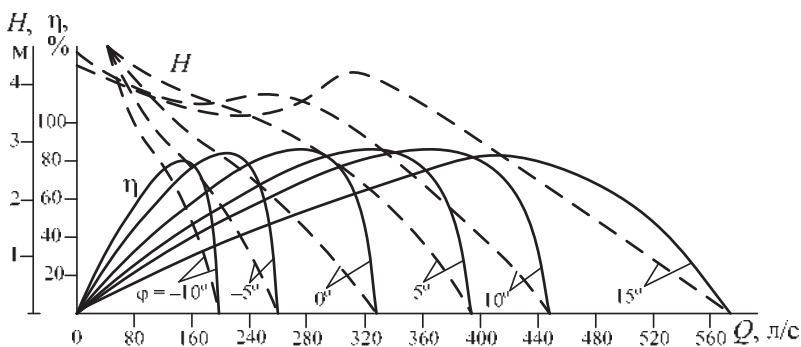


Рис. 3.14

Повышение энергии потока в осевой машине происходит в основном за счёт диффузорного эффекта, а диффузорный поток устойчив лишь при соблюдении известных условий. Изменение подачи от расчётной приводит к отрыву пограничного слоя от обтекаемых поверхностей, возникновению обратных токов, переформированию потока и в итоге к резкому снижению КПД.

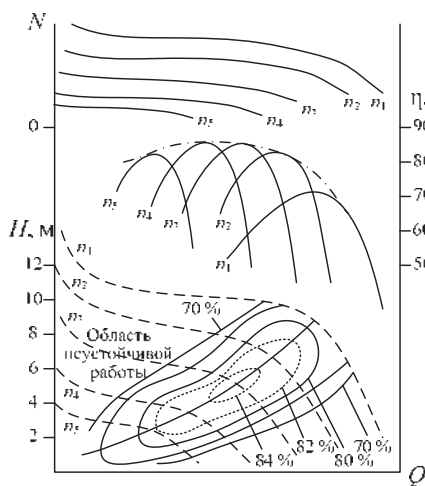


Рис. 3.15

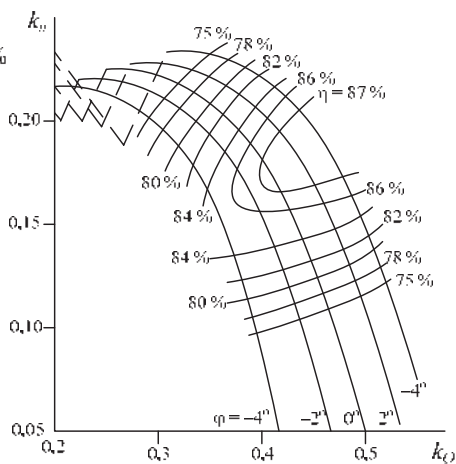


Рис. 3.16



Чтобы не допустить перегрузки двигателя насоса, пуск его надо производить всегда с открытой задвижкой на напорной линии. Не рекомендуется изменять подачу дросселированием, так как большая крутизна характеристик приводит к большим потерям энергии.

В осевых насосах, как и других гидромашинах, широко применяются обобщённые характеристики, построенные в обобщённых координатах.

Такие характеристики получают пересчётом характеристик модельного насоса по формулам подобия. Для осевых насосов предусмотрены следующие коэффициенты, в координатах которых и строятся обобщённые характеристики: $k_Q = Q / nD^3$ – коэффициент подачи; $k_H = H / n^2 D^2$ – коэффициент напора; $k_{\Delta h} / \Delta h^2 D^2$ – коэффициент кавитационного запаса.

Пользуясь обобщёнными характеристиками и перечисленными коэффициентами, имея диаметр рабочего колеса D и частоту вращения n , можно построить характеристики любого из насосов типа О и ОП. На рис. 3.16 показана обобщённая характеристика насоса ОП-3 и даны величины для пересчёта её на размерные (обычные) характеристики насосов данной серии. Форма характеристик определяется качеством проточной части насоса и зависит от профиля лопастной системы, их установки по отношению к потоку жидкости.

Исходными данными для расчёта основных параметров рабочего колеса осевого насоса являются: Q – подача; H – напор; Δh – кавитационный запас; C – кавитационный коэффициент быстроходности. Необходимо определить диаметр рабочего колеса D , диаметр втулки $d_{\text{вт}}$, густоту решетки l/t и количество лопастей рабочего колеса z .

Диаметр рабочего колеса можно определить исходя из минимума потерь, используя приведённые ранее зависимости для лопастного насоса, а также с помощью уравнения неразрывности потока:

$$Q = A c_a = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_{\text{вт}}^2) c_a. \quad (3.12)$$



Введя понятие относительного диаметра втулки $\bar{d} = \frac{d_{\text{вт}}}{D}$, согласно (3.12)

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_a (1 - \bar{d}^2)}},$$

Г.Ф. Проскура рекомендовал рассчитывать диаметр рабочего колеса осевого насоса (исходя из подачи) по формуле

$$D = (5,0 \dots 5,5) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}. \quad (3.13)$$

Формула (3.13) получена на основе следующих соотношений: $Q \sim A c_a$; $A \sim D^2$; $c_a \sim u \sim nD$, откуда $Q \sim nD^3$.

Численный, безразмерный коэффициент $5,0 \dots 5,5$ в формуле (3.13) получен Г.Ф. Проскурой на основе обработки большого количества опытов. Как показывает практика отечественного насосостроения, окружная скорость рабочего колеса на периферийном его сечении должна быть не более $22 \dots 33$ м/с, т. е. $u = \omega R = 0,5\pi Dn = 22 \dots 33$ м/с.

Диаметр втулки рабочего колеса $d_{\text{вт}}$ можно вычислить, если задаваться относительным диаметром втулки \bar{d} , который выбирается из условий приемлемой формы корневого сечения лопасти. Оптимальное значение \bar{d} в каждом отдельном случае устанавливают из опыта.

С уменьшением радиуса рабочего колеса растут углы установки профиля β , а также его кривизна. Поэтому целесообразно уменьшить диаметр втулки. Однако его уменьшение лимитируется максимальными углами установки профиля и возможностью размещения во втулке механизма поворота лопастей.

Численные значения втулочного отношения лежат в пределах $\bar{d} = 0,4 \dots 0,6$. Чем больше коэффициент быстроходности, тем эта величина будет меньше (например, для рабочих колёс с очень большим $n_s > 2000$ будет $\bar{d} \approx 0,25$). Приведенные значения соответствуют углам установки профиля: $\beta = 35 \dots 38^\circ$.



Густота решётки l/t , так же как и \bar{d} , выбирается на основе опытных данных. Рекомендуется l/t от втулки к наружному диаметру уменьшать. У втулки принимают l/t в 1,25...1,30 раза больше, чем у наружного диаметра колеса, что делает его более прочным. Обычно $l/t = 0,6...1,0$.

Выбор $(l/t)_{\text{пер}}$ для периферийного сечения можно производить по графикам, полученным на основе опытов.

Количество лопастей рабочего колеса z существенно влияет на величину создаваемого напора и зависимости $H(Q)$ и $\eta(Q)$. Выбор количества лопастей тесно связан с густотой решётки l/t . Увеличение количества лопастей приводит к уменьшению шага, а следовательно, к увеличению напора.

В табл. 3.1 показана взаимосвязь между относительным диаметром втулки (\bar{d}); количеством лопастей рабочего колеса ($z_{\text{р.к}}$); количеством лопастей выправляющего аппарата ($z_{\text{в.а}}$); максимальным напором ($H_{\text{макс}}$) и коэффициентом быстроходности (n_s).

Таблица 3.1

Величины	n_s				
	400	600	800	1000	1200
\bar{d}	0,6	0,55	0,5	0,45	0,4
$z_{\text{р.к}}$	6	5	4	3	2
$z_{\text{в.а}}$	9	9	7	5	5
$H_{\text{макс}}$	25	15	10	6	3

На рис. 3.16 представлены данные испытаний насоса с одинаковыми лопастями при их количестве от двух до пяти. После определения основных размеров приступают к профилированию лопастей. Лопасти рассчитывают по цилиндрическим сечениям, выбирая для этого 5...8 сечений (рис. 3.17).

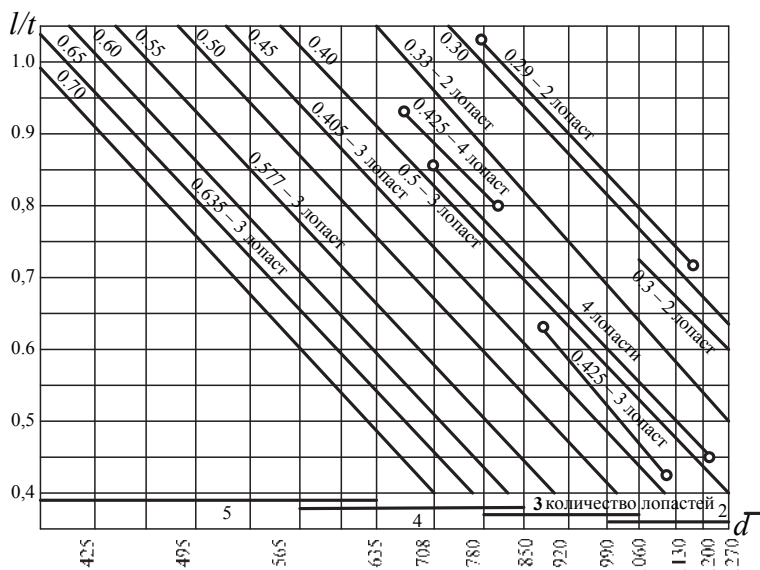


Рис. 3.16

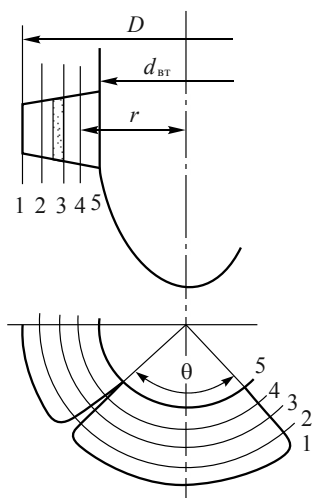


Рис. 3.17

Существует несколько методов профилирования (расчёта) лопастей.

Метод расчёта с использованием треугольников скоростей [уравнения (3.5), (3.6)] и коэффициента подъёмной силы c_y [уравнения (3.9), (3.11)] носит название метода подъёмных сил. Расчёт в этом случае сводится к подбору профилей решётки (по известным параметрам треугольников скоростей и коэффициентам подъёмной силы). Для этой цели используются соответствующие атласы профилей. Нужно иметь в виду, что коэффициент подъёмной силы c_y изолированного (одиночного) профиля не всегда

будет равен коэффициенту подъёмной силы того же профиля в решётке $c_{yр}$: сказывается влияние профилей друг на друга. Для низконапорных насосов, когда густота решётки $l/t \leq 1$, можно принять $c_y = c_{yр}$. В остальных случаях необходимо, пользуясь графиче-



ками, найти поправочный коэффициент $L = f(T, \beta)$ и тогда $c_{ур} = Lc_y$. Метод подъёмных сил сравнительно прост, но отсутствие чётких рекомендаций по выбору c_y , $c_{ур}$ и λ ограничивает его применение.

Одним из совершенных способов профилирования лопастей осевых машин является метод интегральных уравнений, предложенный в 1930-х годах И.Н. Вознесенским и В.Ф. Пекиным. В дальнейшем этот метод усовершенствован Н.А. Колокольцевым, А.Ф. Лесохиным, Л.А. Симоновым и др. С помощью метода интегральных уравнений по заданным характеристикам потока определяют геометрические параметры решётки. Суть его состоит в том, что действительная решётка профилей заменяется эквивалентной решёткой, состоящей из бесконечно тонких дужек. Далее составляются и решаются уравнения обтекания дужек с заменой последних вихревой поверхностью, после чего дужки формируются соответствующими телесными профилями.

Теоретическое давление, создаваемое колесом, с учётом выражения (3.1) может быть представлено в виде

$$p_m = \gamma H_m = \rho u c_a (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (3.14)$$

Анализируя формулу (3.14), можно видеть, что величина давления, создаваемого одним колесом осевой машины, ограничена скоростными и геометрическими факторами. В современных осевых машинах транспортных установок применяют очень высокие числа оборотов, дающие окружные скорости на концах лопастей до 400 м/с. Но даже это во многих случаях не обеспечивает получения требуемого давления от машины. Тогда применяют многоступенчатые машины.

Осевая многоступенчатая машина имеет несколько осевых колёс, насаженных на общий вал (рис. 3.18). При этом между каждыми двумя рабочими колёсами ставится направляющий аппарат. Его назначение – раскручивать поток, выходящий из рабочего колеса, и придавать ему направление, необходимое для эффективной передачи энергии в следующей ступени.

В направляющем аппарате, кроме того, происходит преобразование части скоростного напора в потенциальную энергию.

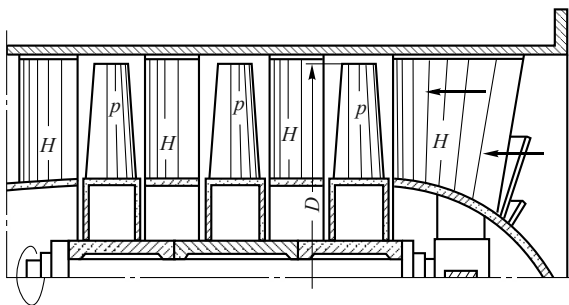


Рис. 3.18

Направляющий аппарат обычно выполняется из криволинейных профилей переменной толщины, обладающих малым лобовым сопротивлением. Количество ступеней давления в осевых машинах достигает 20.

3.3. УСТРОЙСТВО И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ РОТОРНЫХ НАСОСОВ

Из большого разнообразия конструкций роторных насосов можно выделить четыре следующих главных типа: зубчатые (шестерёнчатые), пластинчатые (шиберные), поршневые и винтовые (червячные) насосы. Все четыре типа относятся к разряду насосов вытеснения.

Поршневые насосы разделяются на осевые и радиальные. На рис. 3.19 дана конструктивная схема осевого насоса. В неподвижный корпус 1 плотно вставлен ротор 2, свободно вращающийся вокруг оси О—О. В теле ротора 2 выполнены цилиндрические хорошо обработанные отверстия 3 с осями, параллельными О—О. Эти отверстия являются цилиндрами насоса. Торцы цилиндров 3 снабжены сквозными отверстиями 4. Ротор 2 сопряжен карданом 5 с наклонной вращающейся шайбой 6, сидящей на валу электродвигателя 7.

Поршни 8 соединены тягами 9 с шарнирами, закреплёнными на плоскости шайбы 6. При вращении шайбы 6 и соединённого с ней ротора 2 шарниры 10 и 10' бегут по окружности в плоскости ab , установленной под углом α к плоскости вращения ротора 2. Благодаря этому поршни 8 движутся в цилиндрах 3, проходя вдоль оси путь $2R \sin \alpha$. При этом объёмы, замыкаемые поршнями в цилин-



драх, непрерывно изменяются. Так, например, если шарнир $10'$ поршня бежит по дуге полуокружности радиусом R вверх, то поршень отодвигается вправо и происходит всасывание через всасывающий штуцер 11 , серповидную канавку 12 в торце корпуса и отверстие 4 в полость цилиндра. Дальнейший путь шарнира $10'$ вниз по дуге, указанной пунктирной стрелкой, повлечёт за собой подачу жидкости данным цилиндром в напорный штуцер. Аналогично работают все цилиндры.

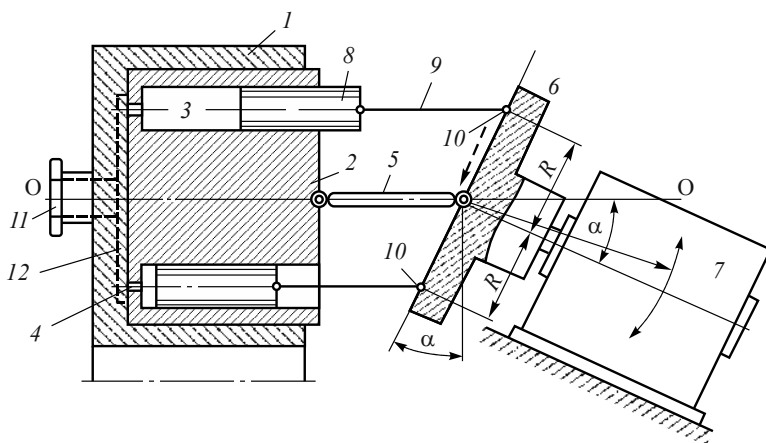


Рис. 3.19

Средняя производительность такого насоса может быть определена по формуле

$$Q = 2R \sin \alpha \frac{\pi d^2}{4} z n \eta_0 = 1,57 R d^2 z n \eta_0 \sin \alpha, \quad (3.15)$$

где $\eta_0 = 0,97$.

Насос осевого типа обладает реверсивностью и, кроме того, может работать двигателем; при подведении жидкости под давлением к одному из отверстий насоса силы, действующие на поршни, передаются по штокам на плоскость шайбы $б$; здесь эти силы дают тангенциальные составляющие, обуславливающие вращающий момент на валу шайбы.

Конструктивная схема радиального насоса показана на рис. 3.20. Ротор 1 имеет радиально расточенные отверстия 2 ,

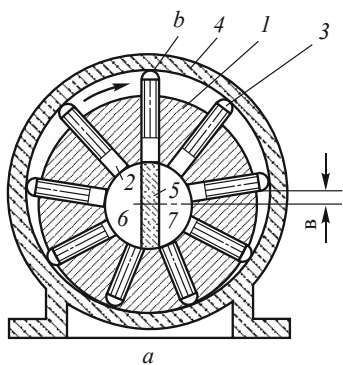


Рис. 3.20

выполняющие назначение цилиндров. Поршеньки 3, входящие в отверстия 2, своими наружными концами упираются во внутреннюю поверхность направляющего корпуса 4.

Ротор 1 расположен в корпусе 4 эксцентрично. Внутри осевой расточки ротора поставлена неподвижная разделительная перегородка 5. При вращении ротора в направлении часовой стрелки поршеньки, бегущие по дуге *ab*, отодвигаются от центра и всасывают жидкость из внутренней полости 6. Движение концов поршеньков по дуге *ba* вызывает перемещение их к центру и подачу жидкости в полость 7 и далее к напорному штуцеру насоса.

Производительность насоса рассчитывается по формуле

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} 2 e z m \eta_0 = 1,57 d^2 e z m \eta_0, \quad (3.16)$$

где $\eta_0 \approx 0,97$.

Насос реверсивен и обратим. Последнее обусловлено тем, что при подведении жидкости под давлением сила, действующая на любой из поршней, вызывает скольжение наружного конца поршня по образующей. Поэтому возникает вращение ротора и крутящий момент на его валу.

Простейшая схема пластинчатого (шиберного) насоса дана на рис. 1.3, б. Действительные конструкции значительно сложнее; они укладываются в две основные схемы.

Первая схема — насос с внешним подводом жидкости (рис. 3.21). В корпусе 1 вращается эксцентрично расположенный массивный ротор 2. В радиальных канавках, выфрезерованных в роторе, ходят пластинки (шиберы) 3. Внутренняя поверхность корпуса обработана так, что полость всасывания 4 и полость подачи 5 отделены одна от другой пластинами и замыкающими цилиндрическими поверхностями *ab* и *cd*. Для правильной работы насоса нужно, чтобы длины дуг *ab* и *cd* были не меньше расстояний между концами пластинок во время пробегания их по уплотняющим



поверхностям. Вследствие наличия эксцентриситета e при вращении ротора 2 жидкость переносится из полости 4 в полость 5 в межлопастных пространствах A .

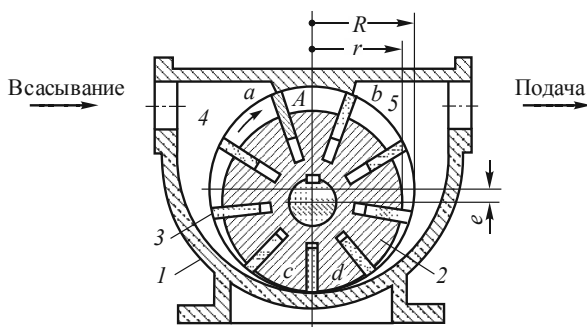


Рис. 3.21

Если эксцентриситет e будет уменьшен смещением ротора вверх, то и в нижней части насоса возникнут межлопаточные пространства и часть жидкости из полости 5 будет переноситься в полость 4.

При $e = 0$ количества жидкости, переносимые из полости 5 в полость 4 и обратно, становятся одинаковыми: насос не подает жидкость. Если же e отрицателен, т. е. откладывается от центра корпуса вверх, то происходит подача из полости 5 в полость 4.

В простейших конструкциях насосов этого типа эксцентриситет выполняется постоянным. Средняя производительность такого насоса

$$Q = s_A l z m \eta_0, \quad (3.17)$$

где s_A – площадь межлопаточного пространства, ограниченного дугой ab и ротором.

Вторая схема – насос с внутренним подводом жидкости (рис. 3.22). Здесь имеются те же элементы конструкции, что и в насосе с внешним подводом: ось корпуса 1 эксцентрична по отношению к оси ротора 2, рабочие пластины 3. Всасывание и подача происходят через осевое отверстие в роторе, которое разделено неподвижной, плотно поставленной перегородкой b на полости всасывания и подачи. При вращении ротора в направлении, указанном стрелкой, объёмы A между пластинами увеличиваются. Благодаря

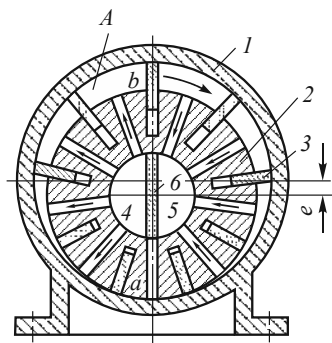


Рис. 3.22

этому происходит всасывание жидкости по радиальным каналам из полости 4. Последняя сообщена со всасывающим трубопроводом.

При пробегании объемов A по дуге ba происходит их уменьшение и жидкость подаётся в полость 5, соединённую с напорным трубопроводом насоса. Таким образом осуществляется внутренний подвод и отвод жидкости.

За один оборот вала объем между пластинами подает $s_A l$ жидкости, и про-

изводительность насоса можно вычислить по формуле (3.17).

Объемный коэффициент пластинчатых насосов, учитывающий перетекание жидкости через зазоры с напорной стороны на всасывающую, составляет $\eta_0 = 0,94 \dots 0,98$.

Насосы двух указанных схем реверсивны и, кроме того, обратимы, т. е. при подведении к насосу жидкости с некоторым начальным давлением он будет работать как двигатель, развивая вращающий момент на валу.

Из шестерённых наибольшее распространение имеют насосы, состоящие из двух одинаковых шестерён с внешним зацеплением эвольвентного профиля, помещённых в плотно охватывающий их корпус. Одна из шестерён – ведущая, другая – ведомая (холостая). Корпус имеет всасывающий и напорный патрубки (рис. 3.23). Принцип действия насоса основан на изменении его рабочего объема во всасывающей и напорной полостях и переносе жидкости впадинами в направлении вращения шестерён из всасывающей полости в нагнетательную. На рис. 3.23 видно, что при указанном направлении вращения шестерён зубья слева выходят из зацепления, увеличивая объем полости и создавая в ней разрежение. В правой стороне насоса зубья входят в зацепление, выталкивая жидкость в напорный трубопровод. Процессы всасывания и нагнетания происходят непрерывно. Находящиеся в зацеплении зубья представляют собой подвижное уплотнение, разделяющее полости всасывания и нагнетания. Насос подаёт жидкость и создаёт давление только в случае хорошей изоляции всасывающей и напорной поло-



стей друг от друга. Если бы между зубьями, а также между корпусом и шестернями отсутствовали зазоры, то повышение давления происходило бы только в момент сообщения переносимых впадинами объёмов с нагнетательной полостью. Из-за наличия зазоров между зубьями, шестернями и корпусом повышение давления жидкости начинается несколько раньше, до попадания переносимого объёма в нагнетательную полость. Конструктивное исполнение шестерённого насоса показано на рис. 3.24.

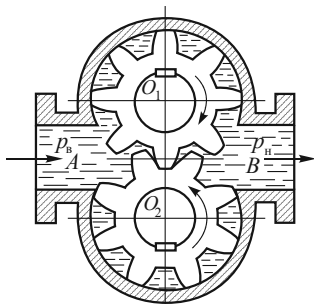


Рис. 3.23

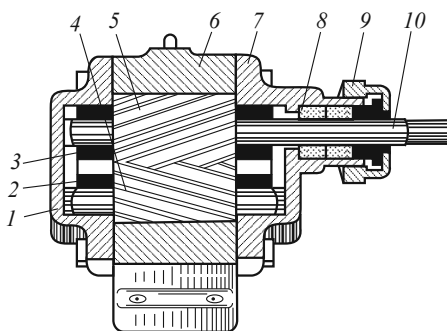


Рис. 3.24

Большинство выполняемых насосов имеют шестерни с количеством зубьев $z = 6 \dots 30$. Зубья, как правило, корригированные, что обеспечивает увеличение срока службы шестерён и повышение экономичности насоса. Шестерни насосов могут быть с прямым, косым и шевронным зубом.

Подача шестерённого, как и любого другого, насоса объёмного действия зависит от его геометрических размеров и частоты вращения. Если принять, что рабочий объём равен сумме объёмов всех впадин шестерён, а объём впадины равен объёму зуба, то рабочий объём насоса будет

$$V = 2\pi D_H mb,$$

где D_H – диаметр начальной окружности; m – модуль зацепления; b – ширина шестерни.

Теоретическая подача насоса с колёсами одинаковых размеров в этом случае будет

$$Q_T = Vn, \text{ или } Q_T = 2\pi D_H mbn, \quad (3.18)$$

где n – частота вращения шестерни.



Для насосов, у которых шестерни имеют число зубьев $z = 6 \dots 12$, когда объём впадины будет несколько больше объёма зуба, в формулу (3.18) вместо 2π можно подставить коэффициент, равный 7, и тогда

$$Q_T = 7D_n m b n.$$

Для определения средней подачи можно воспользоваться полуэмпирической формулой

$$Q = 0,233bR_n h n,$$

где R_n – радиус начальной окружности; h – высота головки зуба.

Точную формулу для определения теоретической подачи насоса получают с учётом всех элементов зацепления:

$$Q_0 = 2 \frac{4lbn}{m \cos \gamma} \left(m^2 z + m^2 - \frac{l^2}{12} \right),$$

где l – длина зуба; γ – угол зацепления, град.

Производительность зубчатого насоса с колёсами разных размеров определяется как состоящего из двух колёс:

$$Q = (s z_1 n_1 + s z_2 n_2) \eta_0, \quad (3.19)$$

где s – площадь поперечного сечения впадины между зубьями; z_1 и z_2 – количество зубьев колёс; n_1 и n_2 – частота вращения колёс; η_0 – объёмный коэффициент насоса.

Если обозначить передаточное число зубчатой пары ε , а диаметры начальных окружностей D_1 и D_2 , то уравнение (3.19) можно привести к следующему виду:

$$Q = f z_1 n_1 \left(1 + \varepsilon \frac{D_2}{D_1} \right) \eta_0. \quad (3.20)$$

Объёмный коэффициент η_0 насоса учитывает перенос жидкости из пространства впадин обратно в полость всасывания. Этот же коэффициент оценивает перетекание жидкости через зазоры из



напорной полости во всасывающую. Для зубчатых насосов $\eta_0 = 0,7 \dots 0,9$.

Все приведённые выражения для производительности дают средние значения её за достаточно длительный промежуток времени. При работе зубчатых насосов производительность непрерывно колеблется около среднего значения.

Зубчатые насосы обладают реверсивностью, т. е. при изменении направления вращения шестерён они изменяют направление потока в трубопроводах, присоединённых к насосу. Причины реверсивности легко выясняются из схемы насоса, показанной на рис. 3.23.

Механические потери связаны с трением вращающихся шестерён. Эти потери тем меньше, чем лучше смазывающие свойства перекачиваемой жидкости и чем меньше перепад давления в насосе. С повышением давления они растут. При достижении определённого давления может произойти выжимание смазки трущихся поверхностей и даже их заклинивание.

Численное значение механического КПД $\eta_m = 0,9 \dots 0,95$. Поскольку гидравлические потери из-за их малости в шестерённом насосе (и вообще во всех объёмных насосах) во внимание не принимаются, общий КПД насоса будет $\eta = \eta_0 \eta_m$.

Допустимый кавитационный запас Δh для каждого типа насоса должен быть известен по результатам кавитационных испытаний. Согласно опытам он лежит в пределах $\Delta h = 2 \dots 3$ м.

Основными преимуществами шестерённых насосов перед поршневыми являются: простота конструкции и изготовления, сравнительно малые габаритные размеры и масса, способность надёжно работать при большой частоте вращения, независимость создаваемого давления от подачи. Чем больше количество зубьев, тем равномернее подача.

Вид напорной характеристики насоса РЗ-30И для перекачки вязких жидкостей (нефти, мазута, масла) представлен на рис. 3.24.

Винтовые насосы, так же как и шестерённые, принадлежат к классу объёмных насосов. Преимущества винтовых насосов перед другими объёмными насосами: меньшие габаритные размеры и масса, бесшумность в работе, отсутствие перебалтывания перекачиваемой жидкости, способность к перекачиванию жидкостей с самой различной вязкостью, большая допустимая частота вращения.

Рабочими органами в них являются роторы с винтовыми нарезками. Число роторов может быть один, два, три и пять. У многороторных насосов один из роторов ведущий, остальные – ведомые (холостые). Роторы помещены в плотно охватывающий их корпус. Всасывающие и нагнетательные камеры размещены по сторонам торцов винтовых роторов.

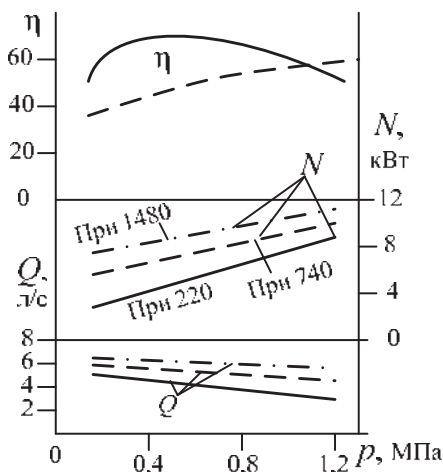


Рис. 3.24

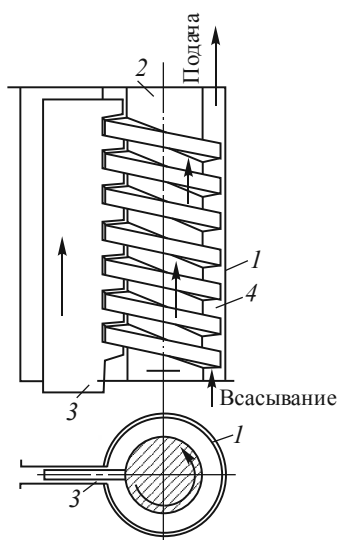


Рис. 3.25

Для объяснения принципа работы таких насосов воспользуемся рис. 3.25. В цилиндрическую расточку корпуса 1 плотно вставлен винт 2. В плоской прорези корпуса находится пластина 3, зубцы которой входят в межвитковые каналы винта и плотно перегораживают их.

При вращении винта в направлении, указанном стрелкой, жидкость, заключённая в межвитковых каналах, удерживается от вращения зубцами пластины 3 и перемещается в осевом направлении. Таким образом, осуществляется всасывание и подача.

При вращении винта пластина 3 перемещается вверх и для непрерывной



работы насоса должна быть бесконечной. Конструктивно это невыполнимо. Поэтому в конструкциях винтовых насосов роль пластины 3 выполняют замыкающие винты, нити которых плотно входят в межвитковые каналы основного (ведущего) винта, перегораживая их.

На рис. 3.26 показан наиболее распространённый – трёхроторный винтовой насос с двумя замыкающими винтами (червяками). Основными элементами насоса являются: 1 – крышка корпуса; 2 – обойма роторов; 3 – ведомый ротор; 4 – нагнетательный патрубок; 5 – ведущий ротор; 6 – нажимная втулка уплотнительного сальника; 7 – корпус; 8 – опорная втулка ведущего ротора; 9 – ведомый ротор; 10 – всасывающий патрубок; 11, 13 – разгрузочные поршни ведомого ротора; 12 – разгрузочный поршень ведущего ротора.

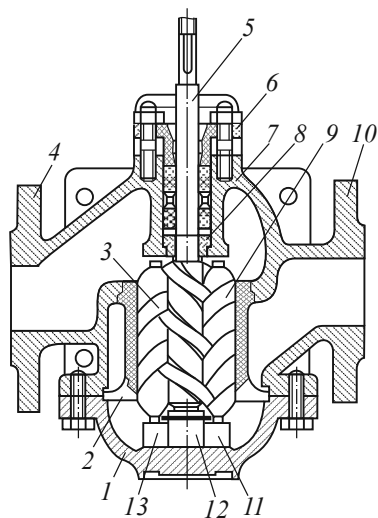


Рис. 3.26

Профилями винтовых роторов, обеспечивающими полное уплотнение нарезки, могут быть только особые циклоидальные кривые. Сопряжённые профили их должны соприкасаться в двух точках. Один из них – выпуклый, второй – вогнутый. Кривизна вогнутого профиля должна быть больше кривизны выпуклого (рис. 3.27).

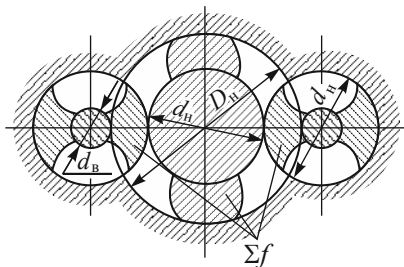


Рис. 3.27

Таковыми сопряжёнными кривыми будут: эпициклоида (для выпуклого профиля) и удлинённая эпициклоида (для вогнутого профиля).

За исходную величину при всех расчётах принимается диаметр основной (начальной) окружности D_n . Все остальные размеры выражаются через него. На основе теоретических расчётов, которые впоследствии



были подтверждены практикой, наиболее рациональными соотношениями между отдельными размерами винтовых роторов следует считать:

$$\begin{aligned} D_{\text{в}} &= \frac{5}{3} D_{\text{н}}; \quad d_{\text{в}} = \frac{1}{3} D_{\text{н}}; \\ t &= \frac{5}{3} d_{\text{н}}, \text{ или } t = \frac{10}{3} D_{\text{н}}, \end{aligned} \quad (3.21)$$

где t – шаг винтовой нарезки.

Производительность стандартного насоса такого типа рассчитывается по формуле

$$Q = \frac{D_{\text{н}}^3 n}{1450} \eta_0 \quad [\text{л/с}], \quad (3.22)$$

где $\eta_0 = 0,7 \dots 0,95$; n – [1/мин]; $d_{\text{н}}$ – [см].

Винтовые насосы допускают реверсирование.

3.4. УСТРОЙСТВО И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ВИХРЕВЫХ НАСОСОВ

Конструктивная схема вихревого насоса в основных чертах показана на рис. 3.28. Рабочее колесо a с плоскими радиальными лопатками b , образующими криволинейные каналы $в$, охватывается отводом $г$. Внутренний выступ $к$, входящий в отвод и охватывающий каналы $в$ рабочего колеса, служит для разделения потоков всасывания $д$ и подачи $е$.

В жидкости, заполняющей межлопаточные каналы $в$, при вращении рабочего колеса развиваются центробежные силы. Они вызывают непрерывное истечение жидкости из межлопаточных каналов через цилиндрическое сечение πD_2 $в$ в отвод $г$.

Из-за неразрывности течения жидкость непрерывно втекает в межлопаточные каналы из отвода $г$ через плоское кольцевое сечение

$$\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2).$$

Таким образом, в отводе образуется **вихревое течение**,

показанное на левой проекции рис. 3.28 пунктирной стрелкой.

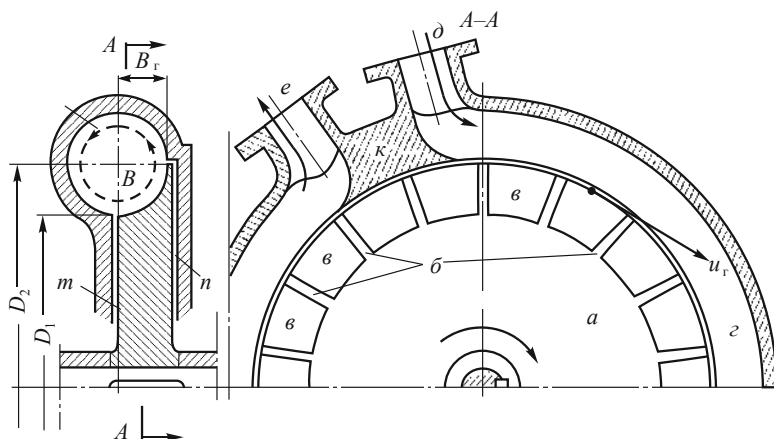


Рис. 3.28

Кроме того, в отводе z возникает переносное тангенциальное течение, обусловленное тем, что массы жидкости, выбрасываемые из каналов $в$ в отвод, обладают тангенциальной скоростью c_{2u} . Следовательно, принцип работы вихревого насоса состоит в том, что энергия жидкости, протекающей через межлопаточные каналы рабочего колеса, повышается за счёт действия на неё центробежных сил. Жидкость с повышенной энергией выносится вихревым потоком в отвод и вытесняется далее в напорный патрубок $е$. Взамен вытесненной жидкости происходит непрерывное втягивание новых её порций через всасывающий патрубок $д$.

Теоретические (без учёта потерь) значения основных параметров – давления и производительности вихревого насоса – могут быть получены из уравнения количества движения.

Теоретическое повышение давления на длине l отвода

$$p_T = \rho \frac{q}{s} (c_{2u} - c_0) l.$$

Теоретическое повышение напора на длине l отвода

$$H_T = \frac{p_T}{\gamma} = \frac{ql}{gs} (c_{2u} - c_0), \quad (2.23)$$

где q – расход через межлопаточные каналы на единице длины отвода; c_2 – среднее значение тангенциальной составляющей абсо-



лютой скорости на выходе из межлопаточных каналов в отвод;
 c_0 – средняя скорость потока в отводе (рис. 3.29).

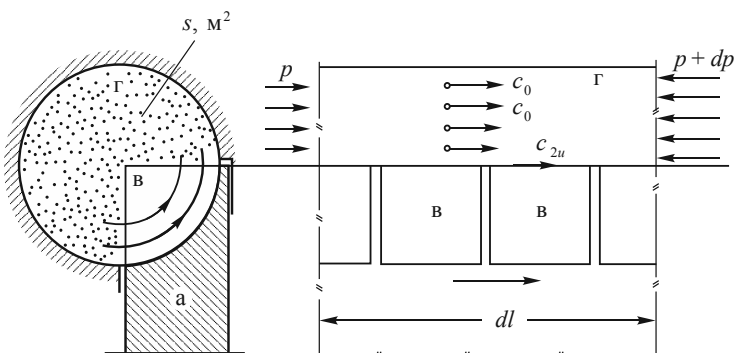


Рис. 3.29

Расход в сечении отвода $Q = sc_0$, поэтому с учётом (2.23) теоретическая характеристика вихревого насоса описывается выражением

$$H_T = \frac{ql}{gs} \left(c_{2u} - \frac{Q}{s} \right). \quad (3.24)$$

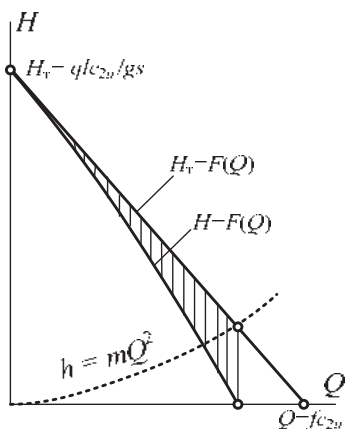


Рис. 3.30

Вследствие постоянства q и c_{2u} по длине отвода уравнение (3.24) графически изображается прямой линией (рис. 3.30).

Потери напора в проточной полости насоса пропорциональны квадрату расхода, поэтому, построив на рис. 3.30 характеристику потерь напора $h = mQ^2$, вычитанием ординат легко получить характеристику действительного напора $H = f(Q)$.

Полезная теоретическая мощность вихревого насоса с учётом (3.24)

$$N_T = \gamma Q H_T = \gamma \frac{ql}{gs} \left(c_{2u} - \frac{Q}{s} \right) Q \quad (3.25)$$



имеет максимум при $Q = sc_{2u} / 2$, равный

$$N_{\text{т макс}} = \rho q l \frac{c_{2u}^2}{4} = m \frac{c_{2u}^2}{4},$$

где m – масса жидкости, проходящая за 1 с через межлопаточные каналы рабочего колеса.

Рабочее колесо вихревого насоса увеличивает тангенциальную составляющую скорости жидкости, проходящей через него, от c_0 до c_2 ; составляющая скорости вихревого течения в отводе и рабочем колесе по условию неразрывности сохраняется постоянной. Поэтому мощность, затрачиваемую рабочим колесом вихревого насоса, можно вычислить как разность секундных кинетических энергий потока на выходе и входе:

$$N_{\text{р.к}} = \frac{mc_{2u}^2}{2} - \frac{mc_0^2}{2} = \frac{\rho q l}{2} \left(c_{2u}^2 - \frac{Q^2}{s^2} \right). \quad (3.26)$$

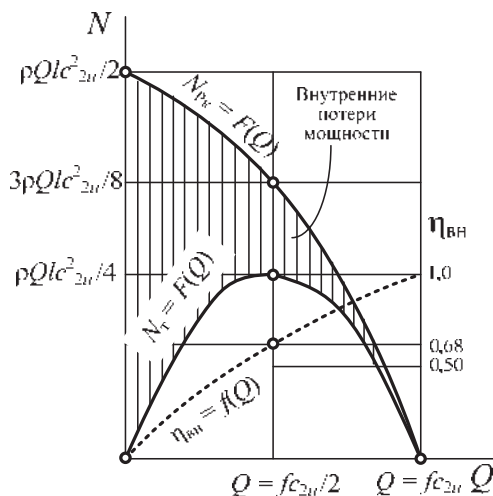


Рис. 3.31

Кривая $N_{\text{р.к}}$ показана на рис. 3.31. Поскольку $N_{\text{т}}$ – полезная теоретическая мощность, а $N_{\text{р.к}}$ – теоретическая мощность, затра-



чиваемая колесом, внутренний КПД вихревого насоса вычисляется как отношение N_T к $N_{p.k}$, определяемым по (3.25) и (3.26):

$$\eta_{вн} = \frac{N_T}{N_{p.k}} = \frac{2Q}{s \left(c_{2u} + \frac{Q}{s} \right)}.$$

Характеристика внутреннего КПД показана на рис. 3.31 пунктирной линией.

Внутренние потери энергии, обусловленные передачей энергии от рабочего колеса потоку жидкости в отводе, представляются отрезками ординат между кривыми $N_{p.k}(Q)$ и $N_T(Q)$.

Из сказанного следует, что при постоянной частоте вращения рабочего колеса внутренние потери энергии в вихревом насосе тем больше, чем меньше производительность. Следовательно, **эксплуатация вихревого насоса в режиме значительного дросселирования нежелательна.**

Ранее отмечалось, что наиболее низкое давление в полости всасывания лопастного насоса получается на тыльной стороне рабочей лопасти, около её входной кромки. Величина этого давления тем ниже, чем больше относительная скорость потока на входе в межлопаточные каналы.

В вихревых насосах жидкость подводится к его периферии, т. е. в зоне высоких скоростей. Поэтому возможность возникновения кавитации на входе в вихревое колесо весьма велика. Испытания вихревых насосов при различных частотах вращения подтверждают склонность их к кавитации.

Предупредить возникновение кавитации можно повышением давления на входе в вихревое колесо. Для этого следует установить на валу вихревого насоса дополнительное центробежное колесо. Насос такого типа, состоящий из двух последовательно включенных колес – центробежного и вихревого, называется центробежно-вихревым насосом.

В центробежно-вихревом насосе часть полного давления развивается центробежным колесом, КПД которого выше, чем у вихревого колеса. Поэтому КПД центробежно-вихревого насоса выше, чем КПД чисто вихревого насоса (у вихревых насосов $\eta = 50 \%$, у центробежно-вихревых $\eta = 55 \%$).



Всем типам ротационных насосов, кроме винтовых, свойственна неравномерность подачи. Если при работе насоса подача его колеблется от Q_{\min} до Q_{\max} , то неравномерность подачи характеризуют величиной коэффициента неравномерности подачи

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ср}}}.$$

Значение δ определяется конструкцией насоса.

Колебание подачи можно изобразить графически для любого типа ротационного насоса. Для этого надо воспользоваться формулой для вычисления производительности.

Для зубчатого насоса с колёсами одинаковых размеров производительность равна

$$Q = \frac{\pi n}{30} (h^2 + 2Rh - l_{\text{кас}}^2) l, \quad (3.27)$$

где $l_{\text{кас}}$ – расстояние от полюса зацепления до точки касания.

В теории эвольвентных зацеплений доказывается, что $l_{\text{кас}}$ зависит от угла поворота α зубчатых колес.

Уравнение (3.27) в координатной системе $\alpha - Q$ представится квадратичной параболой (рис. 3.32).

Пусть подача первой пары зубьев, находящихся в зацеплении, даёт изменение подачи по ветви ab . При $\alpha = \alpha_b$ происходит защемление некоторого объёма жидкости во впадине между зубьями и подача резко снижается по линии bc . Подача, соответствующая точке c , обеспечивается теперь другим зубом колеса.

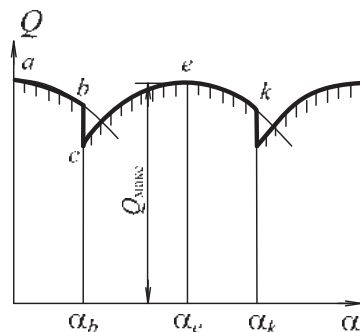


Рис. 3.32

В связи с увеличением $l_{\text{кас}}$ при изменении угла от α_b до α_e происходит увеличение подачи до Q_{\max} . Затем вследствие уменьшения $l_{\text{кас}}$ произойдет снижение Q и защемление (отсечка) неко-



торого объёма в точке k и т. д. Линия подачи представится совокупностью параболических кривых, показанных на чертеже штриховкой. График указывает на существенные колебания подачи. Колебания подачи наблюдаются и в других типах ротационных насосов.

Ротационные насосы часто применяют в таких системах, где равномерность подачи и давления имеет не очень большое значение. Для повышения равномерности подачи насосы делают с увеличенным количеством зубьев, пластин или поршней и конструктивными мерами устраняют защемление объёмов жидкости во впадинах между зубьями. Во многих случаях имеет смысл установка воздушных колпаков (см. раздел 3.5).

Увеличение вязкости перекачиваемой жидкости по сравнению с вязкостью воды, как правило, приводит к ухудшению энергетических характеристик насоса, т. е. к уменьшению подачи, напора, КПД и увеличению потребляемой мощности. Чем меньше число Re , тем заметнее характеристики насоса, перекачивающего воду, будут отличаться от характеристик того же насоса при перекачивании более вязкой жидкости.

Опыты показывают: если насос, перекачивающий воду, имеет высокий КПД, то при переходе на вязкую жидкость он будет иметь также высокий КПД, но при условии, что числа Re в обоих случаях остаются одинаковыми. Снижение КПД при перекачивании более вязкой жидкости объясняется резким возрастанием дисковых и гидравлических потерь.

Пересчёт характеристик центробежного насоса при изменении вязкости жидкости можно осуществить по формулам:

$$Q_{v\text{опт}} = k_Q Q_{\text{опт.в}}; \quad H_v = k_H H_v; \quad \eta_v = k_\eta \eta_v,$$

где $Q_{v\text{опт}}$, $H_{v\text{опт}}$ и η_v – соответственно значения оптимальных величин подачи, напора и КПД насоса, подающего жидкость с вязкостью v ; k_Q ; k_H ; k_η – пересчётные коэффициенты; Q_v , H_v и η_v – соответственно значения подачи, напора, КПД насоса при перекачивании им воды.



При пересчёте используются номограммы (рис. 3.33), полученные на основе зависимостей:

$$\frac{Q_v}{Q_B} = f_1(\text{Re}); \quad \frac{H_v}{H_B} = f_2(\text{Re}) \quad \text{и} \quad \frac{\eta_v}{\eta_B} = f_3(\text{Re}). \quad (3.28)$$

Число Рейнольдса в этом случае вычисляется по формуле

$$\text{Re} = \frac{\sqrt{Q_{\text{опт.в}} u_2}}{\nu},$$

где $Q_{\text{опт.в}}$ – подача насосом воды при максимальном КПД.

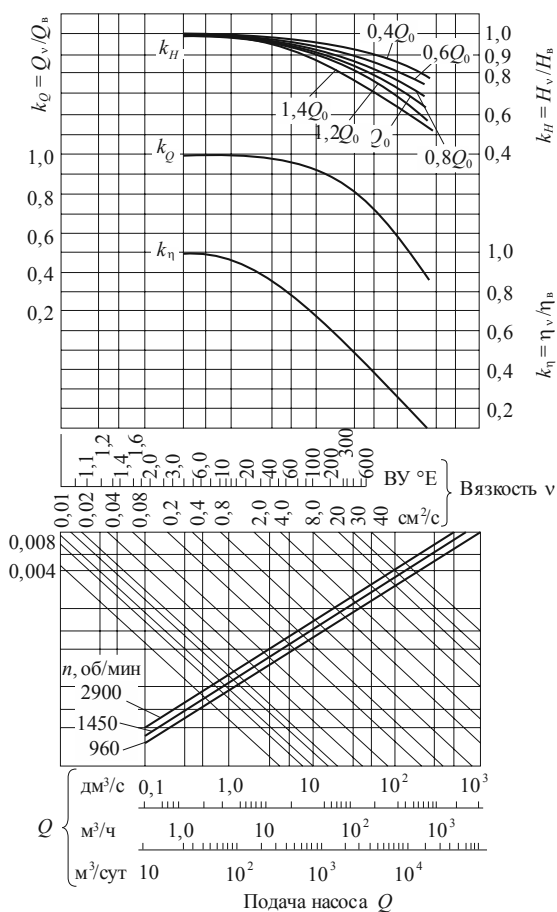


Рис. 3.33



На рис. 3.33 представлена номограмма, с помощью которой можно производить пересчёт рабочих параметров насоса при переходе с воды на жидкость с другой вязкостью. Пользуются этой номограммой следующим образом. По характеристике насоса, подающего воду, отмечается оптимальный режим его работы, которому соответствует подача $Q_{\text{опт.в}}$ при частоте вращения n . Из точки $Q_{\text{опт.в}}$ на линии абсцисс проводится вертикаль до линии заданной частоты вращения n . Из точки пересечения вертикали с линией n проводится горизонталь до пересечения с линией кинематической вязкости ν перекачиваемой насосом жидкости. Через полученную точку пересечения проводится вертикаль до кривых $k_Q; k_H; k_\eta$, точки пересечения которых с этой вертикалью дают значения пересчётных коэффициентов.

При работе на режимах, отличных от оптимального – в диапазоне $Q = (0,4 \dots 1) Q_{\text{опт}}$, необходимо по формулам (3.28) рассчитать значения H_v и η_v , взятые для $Q = (0,4 \dots 1) Q_{\text{опт}}$ по характеристике насоса, работающего на воде.

В качестве коэффициента k_η в формулу (3.28) во всех случаях необходимо подставлять одно и то же значение, соответствующее точке пересечения вертикали с кривой, независимо от режима работы насоса. Значение коэффициента k_η , подставляемое в формулу (3.28), находится в точке пересечения вертикали с кривой k_η для соответствующих подач.

По полученным значениям H_v и η_v для различных Q_v можно построить зависимости $H_v(Q_v)$, $\eta_v(Q_v)$ в широком диапазоне подач. Зависимость $N_v(Q_v)$ строят после определения N_v для соответствующих режимов работы по формуле

$$N_v = \frac{\rho g Q_v H_v}{\eta_v}.$$

Полученные зависимости позволяют наглядно оценить характеристики с целью выбора оптимального режима работы.



3.5. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Поршневой насос представляет собой объёмную машину с возвратно-поступательным движением рабочих органов, выполненных в виде поршней. На рис. 3.34, *а* показана принципиальная схема насоса с поршнем одностороннего действия, а на рис. 3.34, *б* и *в* – его теоретическая и действительная индикаторные диаграммы.

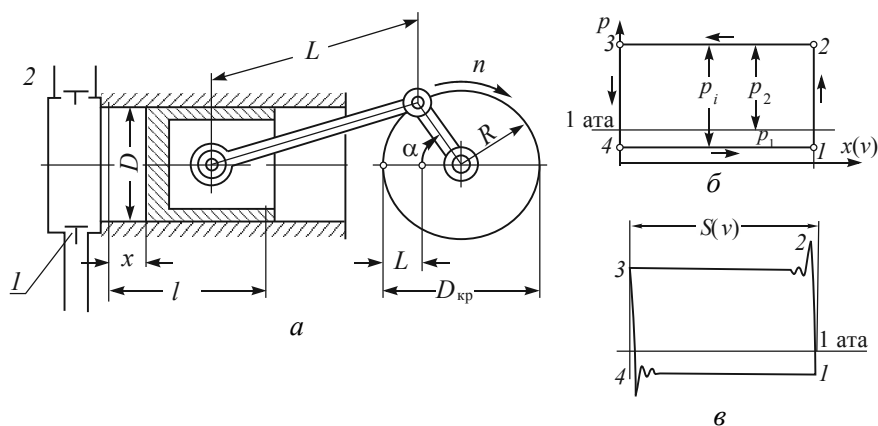


Рис. 3.34

При движении поршня вправо полость цилиндра со стороны клапанной коробки увеличивается и заполняется жидкостью, поступающей из приёмной трубы через всасывающий клапан 1. При этом давление в клапанной коробке ниже атмосферного, что объясняется гидравлическим сопротивлением всасывающего тракта.

Изменение давления на протяжении всего хода поршня направо изобразится линией всасывания 4 – 1 (рис. 3.34, *б*).

В точке 1 поршень изменяет направление движения на обратное, и всасывающий клапан 1 закрывается; в клапанной коробке происходит резкое повышение давления до величины давления подачи p_2 .

Этот процесс изображается вертикальной линией 1 – 2. В момент, когда давление повышается до p_2 , разность давлений под клапаном и над ним преодолевает вес и натяжение пружины напорного клапана 2 и он открывается. При равномерном движении



поршня от точки 2 влево происходит подача жидкости при постоянном давлении p_2 . В крайнем левом положении поршень снова меняет направление движения. При этом давление в клапанной коробке резко падает по линии 3 – 4, напорный клапан 2 закрывается и открывается всасывающий клапан 1. Диаграмма давления, называемая индикаторной диаграммой, замыкается.

Индикаторная диаграмма показывает, как меняется давление в цилиндре и клапанной коробке насоса на протяжении двух ходов поршня. Площадь индикаторной диаграммы представляет собой работу поршня за два хода, отнесенную к 1 м^2 его поверхности.

Действительная индикаторная диаграмма (рис. 3.34, в) отличается от теоретической, показанной на рис. 3.34, б, в основном наличием колебаний давления в начале всасывания и в начале подачи. Эти колебания обусловлены влиянием инерции клапанов насоса и прилипанием плотно притёртых их поверхностей к седлам. Поэтому, например, в момент отрыва от седла напорного клапана (точка 2) в клапанной коробке должно возникать повышенное давление, создающее силу, способную оторвать клапан от седла и преодолеть его инерцию.

Как только клапан открывается, давление в клапанной коробке резко снижается и клапан делает несколько быстрых колебаний в потоке жидкости; при этом он дросселирует поток, вызывая колебания давления в клапанной коробке, отражающиеся на линии подачи индикаторной диаграммы. На форму линий всасывания и подачи заметно влияют также силы инерции жидкости, поступающей в цилиндр или уходящей из него при неравномерном движении поршня.

На рис. 3.35 показаны различные виды индикаторных диаграмм при неполадках в работе: а – чрезмерная высота всасывания; б – вместе с жидкостью засасывается воздух; в – воздух в цилиндре; г – неплотность всасывающих клапанов; д – неплотность нагнетательных клапанов; е – сказывается сжимаемость жидкости.

Величина создаваемого давления поршневым насосом определяется сопротивлением сети, на которую он работает, и ограничивается подводимой к насосу мощностью и прочностью его деталей. Именно благодаря этому поршневые насосы широко применяются в технике высоких и сверхвысоких давлений.

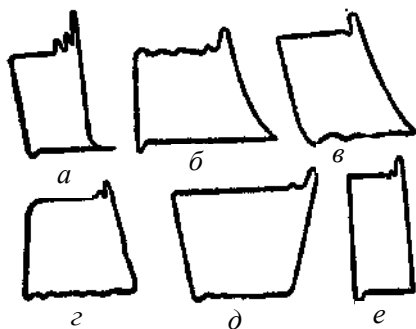


Рис. 3.35

Поршневые насосы классифицируются по следующим признакам.

1. По количеству поршней: одно-, двух-, трёх- и многопоршневые.

2. По кратности действия:

- одностороннего действия, у которых жидкость вытесняется из цилиндра при движении рабочего органа в одну сторону (рис. 3.34);

- двустороннего действия, у которых жидкость вытесняется из цилиндра при движении рабочего органа в обе стороны (рис. 3.36).

3. По типу поршня:

- поршневые;
- плунжерные (рис. 3.37);
- дифференциальные (рис. 3.38).

4. По типу привода:

- кривошипные, когда движение от привода к возвратно-поступательному движению рабочего органа передаётся с помощью шатунно-кривошипного механизма (см. рис. 3.30);

- кулачковые, когда преобразование вращательного движения привода в возвратно-поступательное движение рабочего органа насоса осуществляется при помощи кулачкового механизма (аксиально-кулачковые и радиально-кулачковые);

- прямодействующие, когда привод (ведущее звено) имеет возвратно-поступательное движение.

У кривошипных насосов в качестве привода чаще всего применяются электродвигатели, у прямодействующих – двигатели внутреннего сгорания или паровая машина.

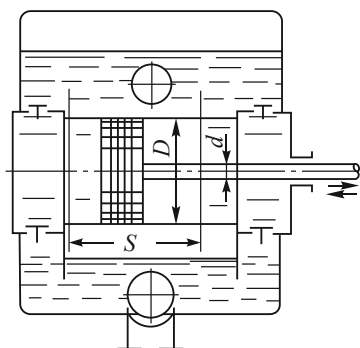


Рис. 3.36

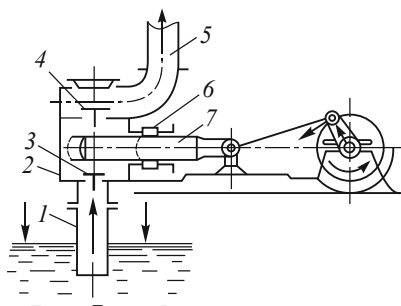


Рис. 3.37

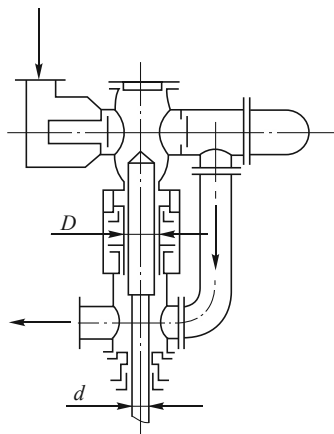


Рис. 3.38

Производительность поршневого насоса определяется размерами рабочего цилиндра, количеством ходов поршня или оборотов вала насоса и количеством цилиндров.

Если поршень насоса работает лишь одной своей стороной (насос простого действия) и приводится в движение от двигателя при помощи кривошипно-шатунного механизма (см. рис. 3.34), то количество жидкости, теоретически и фактически всасываемое и подаваемое насосом, соответственно равно:

$$Q_{\text{т}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{порш}}^2 l_{\text{порш}} n \quad \text{и} \quad Q = \frac{\pi}{4} D_{\text{порш}}^2 l_{\text{порш}} n \eta_0, \quad (3.29)$$

где $D_{\text{порш}}$ и $l_{\text{порш}}$ – диаметр и ход поршня в цилиндре соответственно; n – частота вращения вала насоса; η_0 – объёмный КПД насоса.

Для расчёта действительной производительности принимают $\eta_0 = 0,9 \dots 0,97$.



Насос двойного действия (см. рис. 3.32) обладает производительностью

$$Q = \frac{\pi}{4} (2D_{\text{порш}}^2 - d_{\text{шт}}^2) l_{\text{порш}} n \eta_0,$$

где $d_{\text{шт}}$ – диаметр штока поршня (рис. 3.36).

Если насос имеет несколько m цилиндров, поршни которых приводятся в движение от общего коленчатого вала (многоцилиндровый насос), то его производительность получается умножением производительности одного цилиндра на их количество.

Характерными для поршневых насосов величинами являются отношение хода поршня к диаметру $l_{\text{порш}} / D_{\text{порш}}$ и средняя скорость поршня $c_{\text{п.ср}} = l_{\text{порш}} n$. Обычно чем быстроходнее насос, тем меньше $l_{\text{порш}} / D_{\text{порш}}$. У серийно выпускаемых насосов $l_{\text{порш}} / D_{\text{порш}} = 0,8 \dots 2$; $c_{\text{п.ср}} = 0,5 \dots 0,9$.

Воспользуемся индикаторной диаграммой, показанной на рис. 3.34, для вычисления внутренней (индикаторной) мощности, потребляемой поршневым насосом.

Индикаторная мощность определяется как

$$N_i = Q p_i = \frac{\pi}{4} D_{\text{порш}}^2 l_{\text{порш}} p_i n \eta_0,$$

где p_i – индикаторное давление, определяемое согласно рис. 3.34, b (площадь индикаторной диаграммы, отнесённая к ходу поршня $l_{\text{порш}}$).

Действительная мощность, подводимая от двигателя к валу насоса, больше внутренней, так как часть её идёт на преодоление механического трения.

Механический КПД поршневого насоса

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_i}{N_{\text{в}}}$$

обычно лежит в пределах $\eta_{\text{м}} = 0,9 \dots 0,95$.



Внутренняя мощность, развиваемая насосом, больше полезной мощности, потому что часть мощности затрачивается в цилиндре насоса на преодоление гидравлических сопротивлений, а также на восполнение потерь, вызываемых утечками через неплотности и клапаны.

Внутренним, или индикаторным, КПД поршневого насоса называют отношение

$$\eta_i = \frac{N_{\text{п}}}{N_i} = \eta_{\text{г}} \eta_0,$$

где $N_{\text{п}}$ – полезная мощность.

Тогда

$$N_{\text{в}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_i \eta_{\text{м}}}.$$

Значения гидравлического КПД для поршневых насосов лежат в пределах $\eta_{\text{г}} = 0,8 \dots 0,94$.

Общий (полный) КПД

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_0 \eta_{\text{м}} = 0,65 \dots 0,85.$$

Подача насоса согласно уравнению неразрывности потока может быть выражена как

$$Q_{\text{т}} = S_{\text{порш}} v_{\text{порш}}, \quad (3.30)$$

где $S_{\text{порш}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{порш}}^2$ – площадь поршня; $v_{\text{порш}}$ – скорость поршня.

Вследствие возвратно-поступательного движения скорость поршня $v_{\text{порш}}$ не остается постоянной, а следовательно, не будет постоянной и подача. Обозначим: α – угол поворота кривошипа (рис. 3.34, а); R – радиус кривошипа; x – путь, проходимый поршнем от своего крайнего положения. Для случая бесконечно длинного шатуна имеем

$$x = R(1 - \cos \alpha).$$



Мгновенное значение скорости поршня будет

$$v_{\text{порш}} = \frac{dx}{dt} = R \frac{d\alpha}{dt} \sin \alpha = R\omega \sin \alpha ,$$

где ω – угловая скорость вращения кривошипа.

Подставляя это значение в уравнение (3.30), получим

$$Q_T = S_{\text{порш}} R \omega \sin \alpha .$$

Как видим, подача изменяется по синусоиде. Для насоса простого одностороннего действия график зависимости $Q_T = f(\alpha)$ показан на рис. 3.39, а. Подача в течение оборота кривошипа непрерывно меняется: от $Q_T = 0$ при $\alpha = 0$ до $Q_{T,\text{макс}}$ при $\alpha = \pi/2$ и снова становится равной нулю при $\alpha = \pi$.

Аналогично можно получить кривые для насоса двойного действия (рис. 3.39, б), где синусоида от π до 2π относится к полости цилиндра, через которую проходит шток поршня. Подача и в этом случае неравномерная, но уже отсутствует холостой ход.

У двухпоршневого насоса (четверного) двустороннего действия кривошипы располагают под углом 90° по отношению друг к другу. График изменения подачи такого насоса получают сложением ординат смещенных синусоид (рис. 3.39, в).

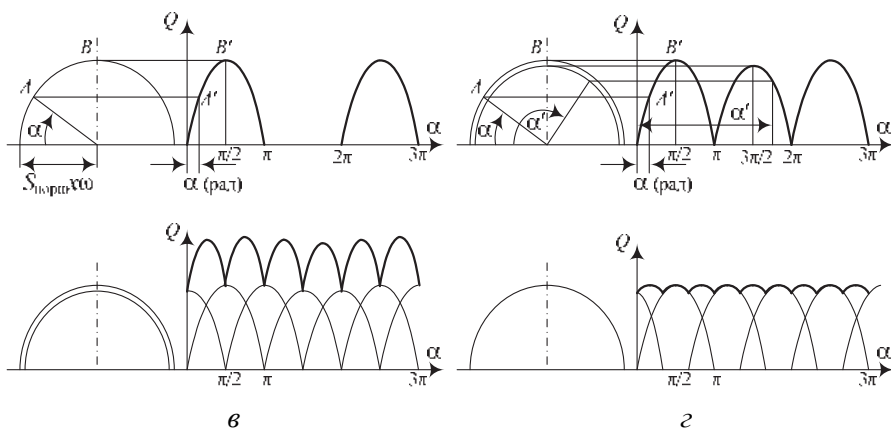


Рис. 3.39



У трёхпоршневого насоса (тройного) одностороннего действия, у которого кривошипы расположены под углом 120° , суммарный график подач (рис. 3.39, з) получается более равномерный, чем у двухпоршневого (четверного) двустороннего действия. С помощью графиков можно определить степень неравномерности подачи насосов, представляющую отношение $Q_{\text{макс}} / Q_{\text{ср}}$.

Так, для насоса простого действия $Q_{\text{макс}} / Q_{\text{ср}} = \pi$; для насоса двойного действия $Q_{\text{макс}} / Q_{\text{ср}} = \pi / 2$; для насоса тройного действия $Q_{\text{макс}} / Q_{\text{ср}} = \pi / 3$ и четверного – $Q_{\text{макс}} / Q_{\text{ср}} = 1,41\pi / 4$.

Промышленность выпускает поршневые насосы с постоянной и регулируемой подачей. Регулирование подачи можно выполнять путём изменения частоты вращения (количества ходов поршня в единицу времени), площади сечения плунжера с помощью специального устройства, длины хода поршня за счёт перестановки пальца кривошипа на ползуне или в гнезде кривошипного диска.

Устойчивая работа насоса связана с его всасывающей способностью. Из-за неравномерного движения поршня в трубопроводах и в самом насосе наблюдается неустановившееся движение жидкости. При неустановившемся движении в потоке жидкости возникают инерционные силы и связанные с ними сопротивления. Увеличение сопротивлений на всасывающей линии приводит к ухудшению всасывающей способности насоса.

Для уменьшения влияния инерционных сопротивлений, улучшения всасывающей способности насоса и уменьшения пульсации жидкости применяют воздушные колпаки. Воздушные колпаки (на всасывание – рис. 3.40, а и на нагнетание – рис. 3.40, б) представляют собой герметичные резервуары, установленные на всасывающем и напорном трубопроводах в непосредственной близости от насоса.

Воздушный колпак на приёмной (всасывающей) линии. При достаточных размерах воздушного колпака колебания уровня жидкости в нем незначительны, а поэтому и движение от нижнего уровня до уровня в колпаке можно считать близким к установившемуся. Инерционные сопротивления в потоке в этом случае будут только на коротком участке всасывающего трубопровода от уровня в колпаке до насоса. Давление под поршнем в период всасывания будет больше и более постоянным, чем без колпака. Это позволит увеличить геометрическую высоту всасывания и частоту вращения



(ходов поршня) вала насоса. Для того чтобы из колпака на всасывающей линии не попадало большое количество воздуха в насос сразу, на всасывающем патрубке, опущенном в колпак, делается ряд отверстий, через которые воздух небольшими порциями поступает в насос вместе с жидкостью.

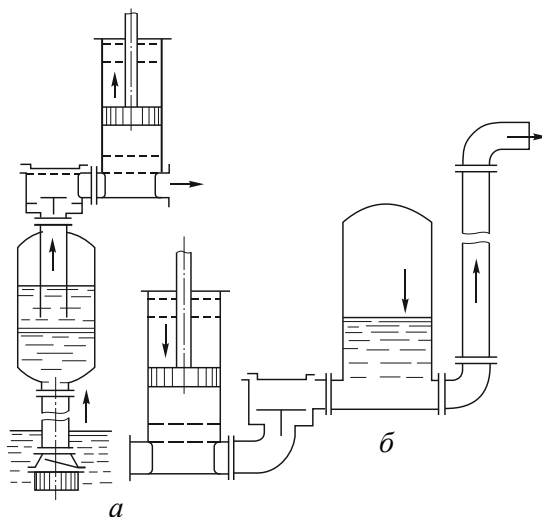


Рис. 3.40

Объем всасывающего колпака подсчитывается по формуле

$$V_{к.в} = i_B S_{порш} l_{порш}.$$

Коэффициент i_B выбирается в зависимости от геометрической высоты всасывания в соответствии с табл. 3.2.

Таблица 3.2

$h_{гз}$, м	5	6	7	8
i_B	5...8	8...12	12...13	16...20

Воздушный колпак на напорной линии. Он также позволяет уменьшить величину инерционных сопротивлений, обеспечивает более равномерную подачу жидкости в напорный трубопровод и уменьшает пульсацию давления. В период нагнетания уровень жидкости в колпаке поднимается, находящийся над жидкостью воздух сжимается, его давление возрастает. В период всасывания, когда нагнетательные клапаны у насоса закрыты за счёт расширения



сжатого воздуха в колпаке, жидкость будет продолжать поступать в напорный трубопровод. Поскольку при больших давлениях воздух растворяется в жидкости, его количество в нагнетательном колпаке убывает. Для поддержания постоянного количества воздуха в нем нагнетательный колпак имеет специальные соски, через которые воздух поступает в колпак в период всасывания. Соски имеют запорные краны, с помощью которых можно регулировать поступление воздуха.

Расчёт воздушного колпака сводится к определению его объёма. Чем больше объём колпака, тем равномернее подача насоса и меньше пульсация давления. Объём нагнетательного воздушного колпака V можно определить приближённо в зависимости от длины напорного трубопровода l_n и напора H в нагнетательном колпаке как произведение

$$V_{к.н} = i_n S_{порш} l_{порш}.$$

Значение i_n зависит от H , и l_n выбирается из табл. 3.3.

Таблица 3.3

$H + l_n$, м	20	50	200	500	1000	2000
i_n	4...6	5...7	6...9	9...13	12...16	16...20

Регулирование производительности. В соответствии с уравнениями (3.29) общее выражение для производительности поршневого насоса будет

$$Q = m \frac{\pi}{4} D_{порш}^2 l_{порш} n \eta_0. \quad (3.31)$$

Отсюда следует, что производительность поршневого насоса находится в зависимости от четырёх факторов: $D_{порш}$, $l_{порш}$, n и η_0 . Изменения производительности теоретически можно достигнуть изменением одного или нескольких из указанных факторов. Практически же изменение $D_{порш}$ с целью регулирования производительности насоса с заданными геометрическими размерами невозможно. Можно регулировать производительность насоса изменением



η_0 , для этого нужно выполнить всасывающий или напорный клапан управляемым и задерживать посадку его на седло во время соответствующего хода подачи или всасывания, Этот способ регулирования применяют редко, так как он связан с понижением общего КПД насоса и, следовательно, энергетически неэффективен.

Регулирование изменением длины хода поршня применяют в малых поршневых насосах с кривошипно-шатунным приводом; в таких насосах палец кривошипа можно переставлять в прорези щеки кривошипа. При остановке насоса можно переставлять палец на определённое расстояние R от центра и иметь $l_{\text{порш}} = 2R$, необходимое для получения требуемой производительности.

В прямодействующих паровых насосах поршни приводятся в движение непосредственно от штоков паровых поршней; в этом случае получают изменение хода перестановкой парораспределительных органов.

Основным способом регулирования производительности поршневого насоса с электрическим приводом является изменение частоты вращения ротора приводного двигателя или перемена отношения передаточных устройств, включённых между двигателем и насосом. Этот способ регулирования оправдывается энергетически.

Дросселирование как способ регулирования поршневых насосов недопустимо, так как оно почти не влияет на производительность, но существенно увеличивает потребляемую мощность.

Характеристики. Основной характеристикой поршневого насоса является зависимость между его производительностью и напором (давлением). Форма этой зависимости легко выясняется из уравнения (3.30). Действительно, для насоса с заданными геометрическими размерами производительность теоретически не зависит от напора. Это значит, что при заданной частоте вращения производительность постоянна и одинакова при всех напорах. Поэтому в системе координат $Q-H$ характеристика $H=f(Q)$ изобразится при $n=n_1$ прямой линией, параллельной оси ординат (рис. 3.41).

Если частота вращения увеличится ($n_2 > n_1$), то производительность насоса изменится пропорционально частоте и характеристика займет новое положение, соответствующее n_2 . Аналогично получают характеристики для частот $n_4 > n_3 > n_2$.

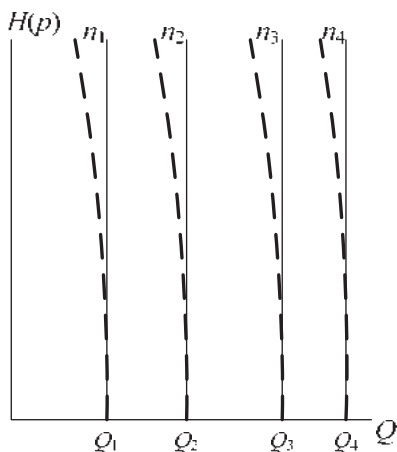


Рис. 3.41

Теоретические характеристики поршневого насоса при изменении частоты представляются семейством прямых линий, параллельных оси ординат. Действительные же характеристики отклоняются от теоретических, как это показано пунктирными линиями на рис. 3.41. Указанное отклонение объясняется тем, что при повышении напора объемный КПД насоса уменьшается вследствие увеличения утечек.

Характеристики $H = f(Q)$ показывают, что при заданной частоте поршневой насос может создавать

различные напоры. При этом он будет потреблять разные мощности.

Так как напор, создаваемый насосом любого типа, определяется условиями совместной работы насоса и трубопроводной сети, то вопрос о мощности на валу поршневых насосов может быть рассмотрен только применительно к условиям заданной сети.

Задача по определению напора, создаваемого поршневым насосом, и полезной мощности его решается графически совместным построением напорных характеристик насоса и трубопровода. Это выполнено на рис. 3.41 для оборотов $n_1 < n_2 < n_3 < n_4$.

Создаваемые насосом напоры и производительности соответственно равны H_1, H_2, H_3, H_4 и Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 .

Полезные мощности насоса для каждой производительности $N_{\Pi} = \gamma H Q$. Если трубопровод обладает малым гидравлическим сопротивлением и насос преодолевает в основном статический напор, то характеристика полезной мощности получается почти прямой линией. При отсутствии статического напора в сети характеристика полезной мощности является кубической параболой вида $N_{\Pi} = an^3$.

Глава 4

ВЕНТИЛЯТОРЫ

4.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Центробежный вентилятор (рис. 4.1) представляет собой машину, предназначенную для перемещения газов и создающую полное давление не более 15 кПа (при $\gamma = 1,2 \text{ кГ/м}^3$). При столь незначительном давлении сжимаемость газов практически не влияет на рабочий процесс машины, и этим свойством газов можно пренебречь. Поэтому теоретические основы работы насосов и вентиляторов одинаковы; эти машины различаются лишь конструктивным исполнением.

Способ действия центробежного вентилятора, как и любой центробежной машины, описан ранее.

Основные части вентилятора: рабочее колесо, спиральный отвод, называемый обычно кожухом (или улиткой), и станина.

Рабочее колесо состоит из ступицы, основного диска, рабочих лопаток и переднего покрывающего диска (кольца). Основной диск приваривается или приклёпывается к ступице, изготовленной из стали или чугуна. Рабочие лопатки крепятся к основному и покрывающему дискам и образуют рабочее колесо. Лопатки обычно изготавливаются из листовой конструкционной стали толщиной 2...8 мм.

Рабочее колесо, насаженное на вал, помещается в спиральный кожух, сваренный или склёпанный из листовой стали и выполняю-

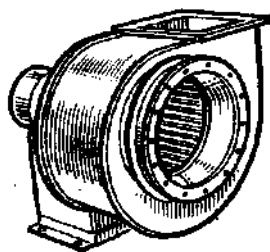


Рис 4 1



щий роль направляющего устройства. Кожух имеет два патрубка: входной (обычно круглого сечения) и выходной – прямоугольного или круглого сечения. Кожухи крупных вентиляторов устанавливаются на самостоятельных опорах, а кожухи малых вентиляторов крепятся на станинах. Для присоединения выходного патрубка к напорному трубопроводу применяется плавный переход – диффузор. В нём, так же как и в спиральном кожухе, часть динамического напора преобразуется в статическое давление.

Станина центробежного вентилятора служит основанием для подшипников и может быть опорой для кожухов у малых вентиляторов. Станина отливается из чугуна или сваривается из сортовой стали.

В подшипниках устанавливается вал с насаженным на него рабочим колесом и соединительной муфтой или шкивом для передачи вращения от двигателя.

Наиболее наглядно общее строение и принципиальные особенности вентилятора могут быть представлены на его аэросхеме (рис. 4.2). В таких схемах указываются геометрические размеры основных частей вентиляторов; эти размеры даются или в абсолютных величинах, или в процентах диаметра рабочего колеса.

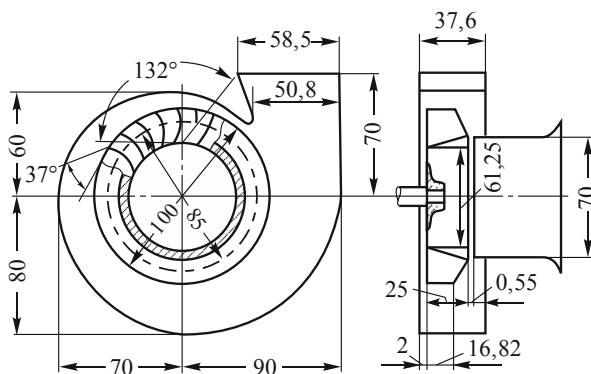


Рис. 4.2

Поток газа подходит к рабочему колесу через входной патрубок в осевом направлении, поворачивается под углом около 90° и движется по межлопаточным каналам от центра к периферии. После рабочего колеса поток выбрасывается в спиральный кожух, а из него – в выходной патрубок.



Полное давление, создаваемое центробежным вентилятором,

$$p = \eta_r \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}).$$

Отношение абсолютной касательной скорости к окружной скорости на выходе называют коэффициентом закручивания на выходе μ_2 :

$$\mu_2 = \frac{c_{2u}}{u_2}.$$

Следовательно, при $c_{1u} = 0$ давление $p = \eta_r \rho \mu_2 u_2^2$.

Введя безразмерную величину $\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2}$, которую в теории вентиляторов называют коэффициентом полного давления, легко получить очевидные соотношения:

$$\bar{p} = \eta_r \mu_2 \quad \text{и} \quad p = \bar{p} \rho u_2^2.$$

Для трёх типов рабочих лопастей, применяемых в вентиляторах, коэффициенты μ_2 , η_r и \bar{p} имеют следующие значения:

при $\beta_2 > 90^\circ$ $\mu_2 = 1,12 \dots 1,6$; $\eta_r = 0,6 \dots 0,75$; $\bar{p} = 0,7 \dots 1,4$;

при $\beta_2 = 90^\circ$ $\mu_2 = 0,85 \dots 0,95$; $\eta_r = 0,65 \dots 0,8$; $\bar{p} = 0,6 \dots 0,7$;

при $\beta_2 < 90^\circ$ $\mu_2 = 0,5 \dots 0,8$; $\eta_r = 0,7 \dots 0,9$; $\bar{p} = 0,35 \dots 0,6$.

Динамическое и статическое давления на выходе из вентилятора

$$p_d = \rho \frac{c^2}{2} \quad \text{и} \quad p_{ст} = p - p_d = p - \rho \frac{c^2}{2},$$

где p – полное давление.

Определение понятия производительности, дававшееся ранее для других типов нагнетателей, справедливо и для вентиляторов.

Для сравнения вентиляторов, перемещающих газы с различными температурами, влажностью и давлениями, производительность принято выражать в нормальных кубических метрах (нм^3), т. е.



приводить производительность к нормальным условиям чистого воздуха ($H = 760$ мм рт. ст. и $t = 0$ °C). При этом удельный вес для воздуха принимается $\gamma_0 = 1,293$ кг/м³.

Производительность в нормальных кубических метрах Q_0 и действительную величину Q можно вычислить по известным формулам:

$$Q_0 = \frac{G}{\gamma_0} \quad \text{и} \quad Q = Q_0 \frac{\gamma_0}{\gamma},$$

где G – весовая производительность.

В полном напоре, создаваемом вентилятором, существенную долю составляет скоростной напор. Поэтому для оценки вентилятора как машины, предназначенной для создания статического давления, применяют иногда статические КПД:

$$\eta'_{\text{ст}} = \frac{Qp_{\text{ст}}}{N_{\text{к}}}; \quad \eta_{\text{ст}} = \frac{Qp_{\text{ст}}}{N_{\text{вент}}}.$$

КПД $\eta_{\text{ст}}$ учитывает и потери энергии в подшипниках вентилятора.

Мощность на валу вентилятора может быть рассчитана по статическому и полному КПД.

Мощность двигателя для привода вентилятора рассчитывается по формуле

$$N_{\text{дв}} = k_{\text{вент}} \frac{Qp}{\eta' \eta_{\text{м}} \eta_{\text{пер}}},$$

где $k_{\text{вент}} = 1,05 \dots 1,15$ – коэффициент запаса мощности, учитывающий возможные отклонения рабочего режима от расчётного и имеющих бóльшие значения для малых вентиляторов.

Механический КПД, как показала практика, можно принимать в пределах $\eta_{\text{м}} = 0,96 \dots 0,98$; при непосредственном соединении валов двигателя и вентилятора $\eta_{\text{пер}} = 1$; при клиноременной передаче $\eta_{\text{пер}} = 0,9 \dots 0,95$.

Основы теории подобия и характеристик машин, изложенные ранее, относятся непосредственно и к центробежным вентиляторам.



Характеристики центробежных вентиляторов при $n = \text{const}$ строятся для стандартных условий по результатам испытаний и по форме часто отличаются от характеристик центробежных насосов. Это объясняется в основном конструктивным различием насосов и вентиляторов.

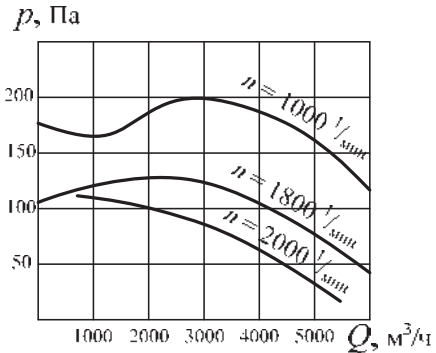


Рис. 4.3

Особенностью некоторых типов вентиляторов является седлообразная форма их характеристик $p = f(Q)$, определяемая малыми углами β_2 при малом отношении диаметров D_2 / D_1 . Это отчетливо видно на рис. 4.3, где показаны характеристики трёх типов центробежных вентиляторов.

Государственный стандарт не разрешает использовать вентиляторы в расчётном режиме при КПД ниже $0,9\eta_{\text{макс}}$. Этим требованием на характеристиках вентиляторов выделяется рабочая часть, в пределах которой допустима работа вентилятора (отрезок $m-n$ характеристики на рис. 4.4).

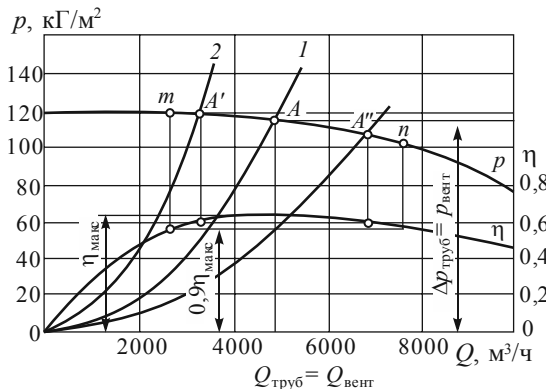


Рис. 4.4

Способы регулирования производительности центробежных машин изменением частоты вращения, дросселированием на выходе, направляющими аппаратами на входе, смешанным способом,



рассмотренные ранее для насосов, применимы и к центробежным вентиляторам.

Рассмотрим особенности регулирования центробежных вентиляторов различными способами.

Изменение частоты вращения вала вентилятора может достигаться изменением частоты вращения вала двигателя или при постоянном числе оборотов двигателя включением между валами вариаторов скорости.

Для привода вентиляторов широко применяются асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором. Эти электродвигатели не допускают изменения числа оборотов, и поэтому для привода регулируемых вентиляторов они нежелательны. Однако в малых и средних вентиляторных установках они широко используются благодаря простоте, малой стоимости и надежности в эксплуатации.

Электродвигатели с фазным ротором, регулируемые введением сопротивления в цепь ротора, допускают плавное регулирование частоты и, несмотря на значительные потери энергии при регулировании, в вентиляторных установках применяются.

Что касается механических вариаторов скорости – клиноременных, фрикционных, то они не получили применения для привода вентиляторов вследствие их эксплуатационных недостатков.

Дросселирование с целью изменения производительности вентиляторов применяется с практически одинаковой эффективностью как на напорном, так и на всасывающем трубопроводе. Конструктивно это осуществляется в виде поворотных заслонок жалюзийных решёток и задвижек. В настоящее время дросселирование, как способ регулирования, применяется исключительно на маломощных установках.

Регулирование направляющими аппаратами (поворотными лопатками) на входе в вентилятор в настоящее время находит широкое применение, особенно в мощных вентиляторных установках. На рис. 4.5 показаны кривые мощности, потребляемой вентиляторам при различных способах регулирования.

Кривые построены в координатах Q/Q_0 и N/N_0 (где Q и N – текущие значения расхода и соответствующие им значения мощности; Q_0 и N_0 – расход и мощность при режиме, соответствующем максимальному КПД). Здесь на рис. 4.5: a – характеристики венти-



лятора с лопатками, отогнутыми назад; б – с лопатками, отогнутыми вперёд (1 – дросселирование; 2 – упрощённый направляющий аппарат; 3 – упрощённый осевой направляющий аппарат; 4 – осевой направляющий аппарат; 5 – гидромуфта; 6 – реостат в цепи питания ротора электродвигателя).

По возрастающей экономичности способы регулирования запишутся в следующий ряд: дроссель, упрощённый осевой направляющий аппарат, упрощённый аппарат Бычкова, осевой направляющий аппарат, гидромуфта, реостат в цепи ротора электродвигателя. Гидромуфта и электродвигатель с реостатом дают приблизительно одинаковый энергетический эффект, но гидромуфта дороже и потому менее экономична.

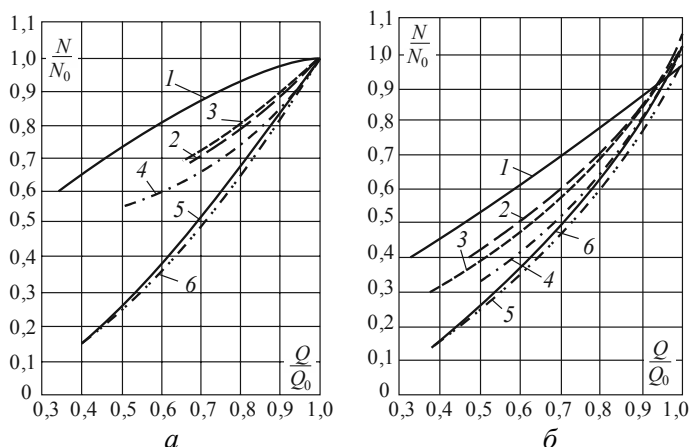


Рис. 4.5

Направляющие аппараты дают хорошие результаты до глубины регулирования $Q/Q_0 > 0,75$; при меньшей глубине регулирования бо́льшая экономичность наблюдается у вентиляторов с лопатками, отогнутыми назад, а при большей глубине регулирования – у вентиляторов с лопатками, отогнутыми вперёд (рис. 4.6). При бо́льшей глубине регулирования направляющие аппараты неэкономичны и приближаются к дроссельному регулированию.

В отдельных случаях целесообразно применять смешанное регулирование двухскоростным электродвигателем и дополнительное регулирование дросселем или направляющим аппаратом. На рис. 4.7 видна достаточно высокая экономичность такого регулиро-



вания (1 – дросселирование; 2 – гидромуфта; 3 – осевой направляющий аппарат при $n = 960$ 1/мин; 4 – осевой направляющий аппарат при $n = 735$ 1/мин).

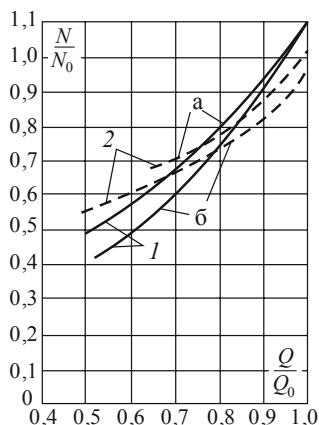


Рис. 4.6

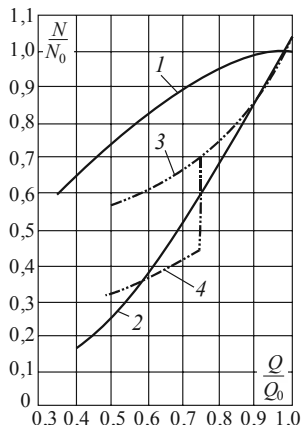


Рис. 4.7

Таким образом, желательно применять:

- *при небольшой глубине* – регулирование направляющими аппаратами при постоянной частоте вращения электродвигателя и вентилятора;
- *при глубоком, но периодическом и редком регулировании* – регулирование с заменой одного двигателя на другой с необходимой частотой вращения и установкой направляющего аппарата для подрегулировки;
- *при глубоком и частом регулировании* – регулирование гидромуфтой и смешанным способом;
- *при большой мощности установки* – регулирование специальным регулируемым электродвигателем.

4.2. ТИПЫ И КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Подвод потока газа к рабочему колесу оказывает большое влияние на эффективность работы центробежного вентилятора.

Правильная конструкция входной части вентилятора обеспечивает равномерное распределение потока газа во входном сечении



рабочего колеса, обеспечивая этим равномерную нагрузку его. На входе в вентилятор устанавливается входной патрубок (коллектор), различные формы которого (1 – цилиндрический, 2 – конический, 3 – с плавным обводом, 4 – составной, 5 – разрезной) схематически показаны на рис. 4.8.

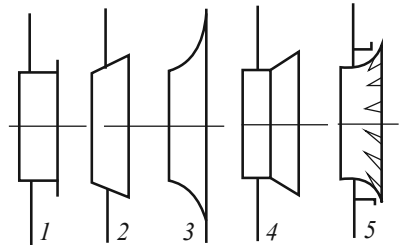


Рис. 4.8

Геометрическая форма входного патрубка должна обеспечивать минимальные потери энергии на входе. На рис. 4.9 показаны примерные траектории потока газа в колесе для различных видов входных патрубков – с плавным обводом (сплошная линия) и коническим (пунктирная линия). Наименьшие потери, вызванные турбулентностью, получаются при плавно очерченном коллекторе (зона 1 на рисунке).

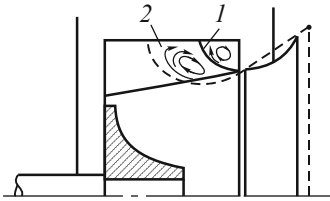


Рис. 4.9

Минимум потерь энергии на входе достигается при плавно очерченном коллекторе.

Включение вентилятора в систему воздухопроводов требует иногда установки на входе коробок и патрубков особых конструкций. Эти устройства могут нарушать симметрию входа, вызывая неравномерность нагрузки рабочего колеса и снижение КПД.

Форма переднего диска (рис. 4.10) существенно влияет на величину потерь энергии в рабочем колесе. Наибольшая зона турбулентности наблюдается у прямого входа (рис. 4.10, а), меньшая зона – у скошенного входа (рис. 4.10, б) и отсутствие зоны – у плавного обвода входа (рис. 4.10, в).

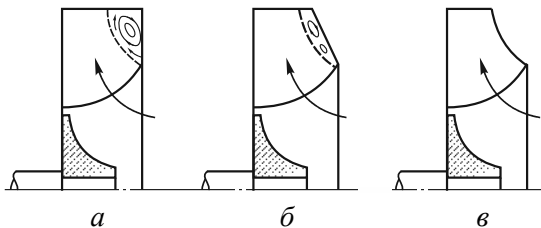


Рис. 4.10



В соответствии с государственным стандартом центробежные (радиальные) вентиляторы различаются и маркируются по ряду признаков:

а) по величине создаваемого давления: вентиляторы низкого давления (полное давление (разность полных давлений на выходе и входе) до 1 кПа); вентиляторы среднего давления (полное давление 1...3 кПа); вентиляторы высокого давления (полное давление 3...12 кПа);

б) по направлению вращения рабочего колеса: вентиляторы правого вращения при вращении рабочего колеса по часовой стрелке, если наблюдать со стороны привода; вентиляторы левого вращения при вращении рабочего колеса против часовой стрелки;

в) по количеству всасываний – вентиляторы односторонние со всасыванием со стороны, обратной приводу; вентиляторы двусторонние со всасыванием с обеих сторон;

г) по направлению выхода газа из спирального кожуха: вентиляторы правого и левого вращения;

д) по конструктивной схеме установки вентилятора: несколько схем (рис. 4.11) в зависимости от способа соединения с двигателем и способов посадки рабочего колеса и приводного шкива (консольно или между опорами);

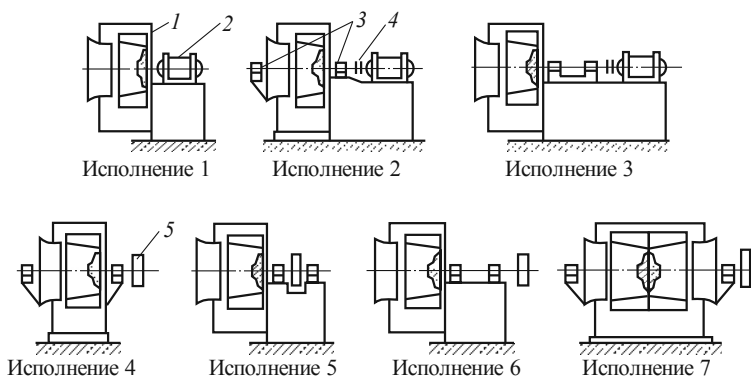


Рис. 4.11

е) по быстроходности или удельному количеству оборотов, соответствующему номинальному режиму работы, – вентиляторы малой быстроходности при $n_s < 25$, вентиляторы средней быстроходности при $n_s = 25...50$ и большой быстроходности при $n_s > 50$



(до 80). По предложению ЦАГИ для вентиляторов принято вычислять быстроходность по формуле

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{p_0^{3/4}},$$

где Q – расход газа, м; p_0 – полное давление, создаваемое вентилятором при стандартных условиях, кГ/м²; n – количество оборотов в минуту.

4.3. ВЛИЯНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ НА РАБОТУ ВЕНТИЛЯТОРА

В некоторых случаях газ, перемещаемый вентилятором, содержит мелкие твёрдые взвешенные частицы. Это имеет место при пневматическом транспортировании сыпучих материалов, отсасывании пыльного воздуха, в дымососных установках и т. п.

Содержание твёрдых частиц в газе оценивается весовой концентрацией смеси

$$\mu = \frac{G_T}{G_G},$$

где G_T – количество твёрдых частиц в газе, перемещаемых вентилятором, кГ/с; G_G – весовая производительность вентилятора по газу, кГ/с.

Если μ незначительно и размеры твёрдых частиц малы, то можно полагать, что наличие их в газе не увеличивает потерь в потоке через вентилятор и давление, создаваемое вентилятором, перемещающим смесь, будет равно давлению такого же вентилятора, перемещающего чистый газ, т. е. $p_{см} = p$. При этом можно полагать, что объёмные производительности также будут одинаковы: $Q_{см} = Q$.

Удельный вес смеси

$$\gamma_{см} = \frac{G_G + G_T}{Q}.$$



Если размеры твёрдых частиц в газовом потоке достаточно велики, то при движении вдоль кривых поверхностей они будут выпадать из потока и на преодоление силы трения их о поверхность будет затрачиваться дополнительная энергия. В этом случае потери энергии в рабочем колесе, подводах и отводах вентилятора увеличатся, давление, создаваемое вентилятором, уменьшится, а потребляемая мощность возрастёт.

Теоретические соображения и анализ опытных материалов приводят к двум расчётным соотношениям: $p_{\text{см}} = p(1 - k_p \mu)$; $N_{\text{см}} = N(1 + k_N \mu)$, где $k_p = 0,1 \dots 0,45$ и $k_N = 1,5 \dots 1,7$ – коэффициенты, определяемые экспериментальным путём.

Коэффициент полезного действия вентилятора, подающего смесь,

$$\eta_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{см}} p_{\text{см}}}{N_{\text{см}}}.$$

При работе вентилятора на чистом газе

$$\eta = \frac{Qp}{N}.$$

При сравнении двух последних равенств получаем:

$$\eta_{\text{см}} = (1 - k_\eta \mu) \eta,$$

где $k_\eta \approx k_p + k_N$.

Мощность на валу машины, подающей смесь, $N_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{см}} p_{\text{см}}}{(1 - k_\eta \mu) \eta}$.

Глава 5

СРЕДСТВА ТРАНСПОРТИРОВКИ НЕФТИ И НЕФТЕПРОДУКТОВ

5.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СРЕДСТВ ТРАНСПОРТИРОВКИ НЕФТИ И НЕФТЕПРОДУКТОВ

Развитие промышленного и сельскохозяйственного производства связано со значительным ростом потребления нефти, нефтепродуктов и газа. Промышленность, транспорт и сельское хозяйство потребляют свыше 200 сортов нефтепродуктов в виде горючего и смазочных масел. Бесперебойная работа всех отраслей производства зависит от своевременной поставки нефтепродуктов.

Доставка и распределение нефтепродуктов осуществляются трубопроводным, водным, железнодорожным и автомобильным транспортом, а распределение – сетью нефтебаз, газохранилищ, бензогазораздаточных станций [4, 5, 6].

Каждый вид транспорта используется в зависимости от развития соответствующих транспортных путей, от объема перевозок, характера нефтегрузов, от расположения нефтепромыслов, нефтеперерабатывающих заводов (НПЗ), нефтебаз и основных потребителей. При этом во всех случаях выбора вида транспорта преследуется цель: при минимальных затратах сократить сроки доставки и полностью исключить нерациональные перевозки.

Железнодорожным транспортом перевозят все виды нефтепродуктов и нефть, как правило, в вагонах-цистернах грузоподъемностью 25, 50, 60, 90 и 120 т. В общем объеме перевозок на его долю приходится около 40 %. Наибольшее распространение имеют



четырёхосные цистерны объемом 50 и 60 м³. Вагоны-цистерны формируют в поезда, называемыми наливными маршрутами. Цистерны оборудуются универсальными сливными приборами. Они устанавливаются в нижней части котла цистерны и обеспечивают полный слив нефтепродукта.

Для ограничения максимально допустимого давления и вакуума в железнодорожных цистернах, сверх которых могут возникнуть опасные напряжения в стенке котла, цистерны снабжают предохранительными клапанами.

Цистерны, предназначенные для перевозки высоковязких застывающих нефтепродуктов, оборудуют наружными паровыми рубашками или внутренними устройствами для подогрева. Паровая рубашка обеспечивает подогрев (подплавление) пограничного слоя застывшего нефтепродукта без разогрева остальной его массы. Цистерны с внутренними подогревателями обычно снабжены наружной теплоизоляцией (цистерны-термосы) для уменьшения тепловых потерь, когда цистерна находится в пути.

Водным транспортом также перевозят нефть и нефтепродукты. Водный транспорт подразделяется на морской и речной. Он осуществляет перевозку нефти и нефтепродуктов как внутри страны, так и за её пределами. На его долю приходится около 13 % от общего объема перевозок нефтегрузов.

По сравнению с железнодорожным водный транспорт требует меньшего расхода топлива на перевозку тонны нефтепродуктов, характеризуется небольшой численностью обслуживающего персонала, меньшими затратами металла на единицу грузоподъемности и небольшой собственной массой по отношению к массе перевозимого груза.

Нефтеналивные суда подразделяют на морские (танкеры), речные, озёрные и смешанного плавания, а также самоходные и несамоходные.

Автомобильный транспорт широко используется при перевозках нефтепродуктов с распределительных нефтебаз непосредственно потребителю. Наиболее эффективно он используется в районах, куда невозможно доставить нефтепродукты железнодорожным или водным путём. Основное назначение автотранспорта – доставка готовых нефтепродуктов с крупных нефтебаз на мелкие и затем к потребителю. Доставка производится автоцистернами,



топливозаправщиками по местным трубопроводам. Широко применяются контейнерные и тарные перевозки в специальных контейнерах, бочках и мелкой таре.

5.2. ТРУБОПРОВОДНЫЙ ТРАНСПОРТ: КЛАССИФИКАЦИЯ, СХЕМЫ ПЕРЕКАЧКИ, ТРАССЫ И ПРОФИЛИ ТРУБОПРОВОДОВ, ХАРАКТЕРИСТИКИ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Нефтепродуктопроводы протяжённостью более 50 км и диаметром более 219 мм называются магистральными.*

Магистральные трубопроводы в зависимости от перекачиваемой жидкости соответственно называются: нефтепроводами – при перекачке нефти; нефтепродуктопроводами – при перекачке нефтепродуктов, например, бензина, керосина, дизельного топлива, мазута.

Магистральные нефте- и нефтепродуктопроводы и ответвления от них в соответствии со Строительными нормами и правилами (СНиП II-45–75) сооружают диаметром до 1620 мм с избыточным давлением не выше 10 МПа (100 атм). Они предназначены для транспортировки нефти и нефтепродуктов из районов их добычи, производства или хранения до мест потребления – нефтебаз, пунктов налива и отдельных промышленных предприятий.

Магистральные нефте- и нефтепродуктопроводы в зависимости от диаметра трубопровода подразделяются на четыре класса:

- I класс – трубопроводы диаметром 1620...1000 мм;
- II класс – трубопроводы диаметром 1000...500 мм;
- III класс – трубопроводы диаметром 500...300 мм;
- IV класс – трубопроводы диаметром менее 300 мм.

Нефтепроводы и нефтепродуктопроводы по устройству в принципе одинаковы и состоят из трубопровода и насосных станций, располагаемых вдоль трассы трубопровода. Различаются они только отдельными элементами технологических схем магистрального трубопровода.

Основными сооружениями магистрального нефтепровода являются: головная перекачивающая станция (ГПС), которую размещают на начальном участке трубопровода (в районе нефтепромыс-



лов), она служит для приёма нефти с последующей подачей её в трубопровод; промежуточные перекачивающие станции (ППС), которые обеспечивают дальнейшее передвижение нефти по трубопроводу; нефтебаза, где осуществляется приём нефти из трубопровода для дальнейшей отправки потребителю, и трубопровод с ответвлениями и линейными сооружениями, к которым относятся дома линейных ремонтников и аварийно-ремонтные пункты, устройства линейной и станционной связи, установки коррозионной защиты и др. В состав ППС входят: резервуарный парк, устройства для пуска скребков или разделителей, установки для фильтров, а также отдельные ёмкости для сброса утечек и приёма жидкости из предохранительных систем защиты.

По принципу перекачки на практике применяют две системы: постанционную и транзитную (рис. 5.1).

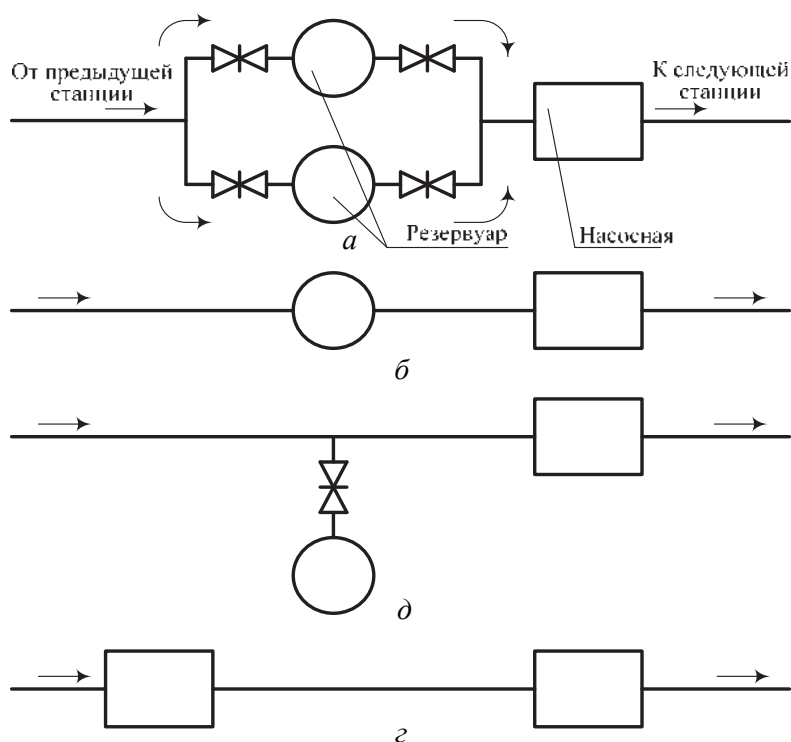


Рис 5 1



Постанционная перекачка характеризуется тем, что нефть поступает в резервуар промежуточной перекачивающей станции до его заполнения, а затем из него откачивают нефть для подачи на следующую станцию (рис. 5.1, а). Для обеспечения непрерывности работы трубопровода на станциях предусматривается не менее двух резервуаров. Причём в один резервуар нефть закачивают, а из другого одновременно откачивают для подачи в трубопровод. По этой схеме требуется большее количество резервуаров, что связано с усложнением условий эксплуатации и дополнительными затратами. Постанционная перекачка применяется только в отдельных случаях: при наладке нефтепровода; определении пропускной способности отдельных его перегонов и др.

В основном применяют транзитную перекачку (рис. 5.1, б, в). При такой перекачке поступающий в резервуар продукт немедленно всасывается насосами и перекачивается на следующую станцию. Резервуар одновременно включён и на приём продукта от предыдущей станции, и на всасывание насосов для дальнейшей его перекачки.

В зависимости от способа включения самого резервуара различают следующие системы транзитной перекачки:

- через резервуар (рис. 5.1, б);
- с подключённым резервуаром (рис. 5.1, в);
- из насоса в насос (рис. 5.1, г).

В качестве перекачивающих агрегатов наиболее эффективны центробежные насосы, так как они легко поддаются синхронизации и автоматическому регулированию. Кроме того, в отличие от поршневых они не дают опасного повышения давления даже при полном закрытии задвижки на нагнетание. Использование поршневых насосов может привести к тяжёлой аварии из-за недопустимого давления на выходе насосов предыдущей станции. В этом случае необходимо устанавливать предохранительные клапаны на приёме и выкиде, отрегулированные на допустимый избыток давления. Для приёма избытка продукта из предохранительных клапанов предусматривают специальные резервуары.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. *Трассой трубопровода называют линию, разбитую на местности и определяющую направление оси трубопровода в каждой его точке.*

Эта линия, будучи нанесена на план местности, по которой проходит трубопровод, называется планом трассы. Проекцию трассы



на параллельную ей вертикальную плоскость называют профилем трассы, причём каждой точке этого профиля отвечает определённая отметка над уровнем моря (рис. 5.2). Профиль трассы строят так, что длина трубопровода определяется на нём горизонтальной прямой АБ, являющейся развёрткой трассы. Сама же ломаная линия профиля – это условная линия, характеризующая вертикальные уклоны отдельных участков трассы, но не их длину. Например, расстояние между точками трассы Г и Е определяется не длиной отрезка ГЕ, а длиной отрезка ИК (следовательно, расстояние между точками Г и Е равно расстоянию между точками Е и Ж, так как ИК = КЛ).

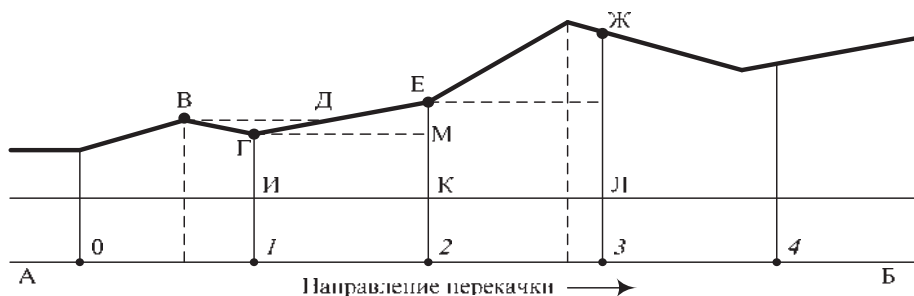


Рис 5 2

Отрезок ИГ в принятом масштабе представляет отметку Z_{Γ} – положение точки Г над уровнем моря. Разность ординат $КЕ - ИГ = ME$ или $Z_E - Z_{\Gamma} = \Delta Z$ определяет в том же масштабе разность отметок точек Г и Е трассы трубопровода. При определении разности отметок необходимо всегда вычитать значение предыдущей ординаты Z_{Γ} из значения последующей ординаты Z_E , т. е. брать разность отметок всегда против хода перекачки.

Для лучшего выявления местности вертикальный масштаб профиля обычно берут в несколько раз больше, чем горизонтальный. Отношение вертикального к горизонтальному масштабу называется искажением профиля. Искажение может быть десятикратным, пятидесятикратным, стократным и т. п.

Точку профиля, резко возвышающуюся над соседними, называют пиком (точка В). Пониженный участок трассы, ограниченный с обеих сторон подъёмами, называют карманом или мешком (участок ВГДЕ).



ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Гидравлическим уклоном называют отношение потери напора на трение к единице длины трубопровода (рис. 5.3):

$$i = h_{\text{тр}} / l = h / l = \lambda v^2 / 2\alpha g ,$$

где $h_{\text{тр}}$ – напор, потерянный на трение; l – длина трубопровода.

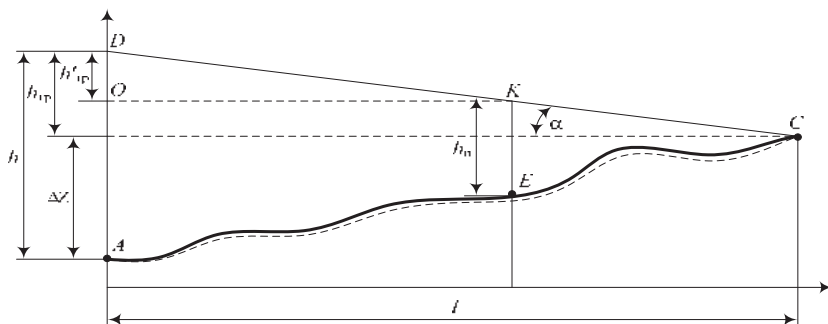


Рис. 5.3

Отрезок AD изображает полный напор, идущий на преодоление всех сопротивлений на определённом участке трубопровода. Линия DC называется линией гидравлического уклона. В любой точке E трассы отрезок KE вертикали между линией профиля трассы и линией гидравлического уклона равен пьезометрическому напору $h_{\text{п}}$, а отрезок DO между линией гидравлического уклона и горизонталью KO – потере напора на трение в пути от начальной до данной точки профиля (для точки E потеря напора на участке AE равна $h'_{\text{тр}}$).

Гидравлический уклон i есть тангенс угла α (при вычислении $\text{tg } \alpha$ необходимо учитывать масштабное искажение профиля).

Физически линию гидравлического уклона можно представить как ось воображаемого трубопровода, в верхний конец которого жидкость подаётся насосами, а оттуда движется самотёком под влиянием собственной тяжести, причём скорость её движения соответствует скорости в реальном трубопроводе.

Перемещение жидкости связано с потерей напора. При перемещении её по трубопроводам насос должен развивать напор,



необходимый для преодоления гидравлического сопротивления трения по длине трубопровода, местных сопротивлений (вентили, изгибы, повороты), геометрической высоты, равной разности отметок уровней жидкости в конечном и начальном пункте перекачки, и на создание скоростного напора жидкости.

Величина потери напора на трение по длине для труб круглого сечения выражается следующим уравнением гидравлики:

$$h = \lambda l v^2 / 2dg. \quad (5.1)$$

Если потерю напора выразить через расход, то уравнение примет вид $h = 8\lambda l Q^2 / (\pi^2 d^5 g)$. В отдельных случаях формулу применяют в виде

$$h = \beta Q^{2-m} \gamma^m l / d^{5-m}, \quad (5.2)$$

где β и m – коэффициенты, зависящие от режима движения.

Внутренние поверхности трубопроводов обладают шероховатостью, под которой понимают неровности (выступы) на внутренней поверхности стенки. Различают абсолютную и относительную шероховатость.

Абсолютной шероховатостью ε называется абсолютная высота выступов на внутренней поверхности трубопровода. Относительная шероховатость есть отношение шероховатости к внутреннему диаметру трубопровода: $\varepsilon = k_\varepsilon / d_{\text{вн}}$.

Трубы имеют шероховатость различных размеров, неравномерную по длине трубы. Поэтому для характеристики шероховатости пользуются усреднённой шероховатостью K_1 . Она зависит от материала труб, продолжительности эксплуатации, явлений коррозии и эрозии. Для большинства стальных труб эквивалентная шероховатость составляет 0,1...0,2 мм. Опытным путём установлено, что для нефте- и газопроводных труб $K_1 = 0,14...0,15$.

Трубопроводы разделяются на гидравлически гладкие и гидравлически шероховатые. Гидравлически гладкими называются трубопроводы, в которых отдельные струи потока, двигаясь параллельно друг другу, плавно обтекают все неровности на внутренней поверхности трубы, в результате чего шероховатость не влияет на сопротивление потока. Такое явление наблюдается при ламинарном



режиме. Коэффициент гидравлического сопротивления λ для гидравлически гладких труб зависит от числа Re и не зависит от степени шероховатости стенок труб.

С увеличением турбулентности толщина пограничного слоя уменьшается, становится меньше абсолютной шероховатости ε и в результате при соприкосновении жидкости со стенкой трубы возникают дополнительные завихрения, создаваемые выступами, за счёт которых коэффициент гидравлического сопротивления возрастает. В этом случае коэффициент сопротивления зависит от шероховатости стенок трубопровода и числа Рейнольдса (зона смешанного трения). При дальнейшем увеличении числа Рейнольдса повышается турбулентность потока и, начиная с определённого значения числа Рейнольдса, коэффициент λ будет зависеть только от шероховатости труб (квадратичная зона). При перекачке нефти режим квадратичного сопротивления не наблюдается. Он встречается при транспортировке газа. В нефтепроводах чаще встречается режим гидравлически гладкого трения $Re < Re_I$, в нефтепродуктопроводах – смешанное трение ($Re_I < Re < Re_{II}$).

Величина коэффициента гидравлического сопротивления при ламинарном режиме, когда $Re < 2320$, независимо от степени шероховатости трубы, определяется по формуле Стокса: $\lambda = 64/Re$. Для ламинарного режима коэффициенты в формуле (5.2) равны: $m = 1$ и $\beta = 128/(\pi g)$.

При $Re > 3000$ всегда имеет место турбулентный режим. При турбулентном режиме для гидравлически гладких труб $m = 0,25$ и $\beta = 0,241/g$, а при квадратичном законе сопротивления (для гидравлически шероховатых труб) $m = 0$ и $\beta = 8\lambda/(\pi^2 g)$.

При расчёте коэффициентов гидравлического сопротивления в турбулентном режиме для разных чисел Рейнольдса рекомендуется пользоваться формулами:

$$\text{Блазиуса} \quad \lambda = 0,3164 Re^{-0,25};$$

$$\text{Исаева} \quad l/\lambda^{1/2} = -1,8 \lg(6,8/Re + \varepsilon);$$

$$\text{Никурадзе} \quad \lambda = l/[1,74 + 2 \lg d/(2K_1)]^2.$$

Многие вязкие нефтепродукты при низких температурах (вблизи температуры застывания) не подчиняются закону Ньютона, а следуют закону Шведова–Бингхема, так как обладают динамиче-



ским сопротивлением сдвига. Они текут по трубам особым образом: центральная часть потока движется как твёрдое тело, а периферийная течёт как жидкость – ламинарно. Такой режим движения называют структурным.

Потеря напора на местные сопротивления определяется по формуле

$$h_{\text{м.с}} = \sum \xi_i v_i^2 / (2g), \quad (5.3)$$

где $\sum \xi_i$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчётном участке; v_i – скорость за местом сопротивления.

Иногда величину местного сопротивления определяют через эквивалентную длину прямого участка трубы (под этим понимается длина такого участка трубы, на котором потеря напора эквивалентна потере в местном сопротивлении).

Эквивалентная длина прямого участка определится, если приравнять правые части уравнений (5.1) и (5.3) и обозначить l через $l_{\text{экв}}$: $l_{\text{экв}} = \xi d / \lambda$.

Суммарная потеря напора в трубопроводе определяется по формуле $H = h_t \pm \Delta Z$, где h_t – потери напора от трения по длине и в местных сопротивлениях.

При подаче жидкости центробежным насосом в напорный трубопровод подача насоса и развиваемый им напор зависят от сопротивления трубопровода. Кривую, выражающую зависимость потери напора трубопровода от производительности перекачки по нему, называют характеристикой трубопровода, выражают её в тех же координатах, что и характеристику насоса. Общая потеря напора H складывается из потерь на трение h и преодоление разности нивелирных отметок ΔZ :

$$H_{\Sigma} = \beta Q^{2-m} \gamma^m l / d^{5-m} + \Delta Z. \quad (5.4)$$

Если трубопровод имеет участки с лупингами, то при одинаковых диаметрах лупинга

$$H_{\Sigma} = i(L - x) + i_{\text{л}}x \pm \Delta Z = i(L - x) + i_{\text{л}}x \pm H_{\text{ст}}, \quad (5.5)$$

где x – суммарная протяжённость лупинговых участков.



Уравнения (5.4) и (5.5) являются аналитическими выражениями характеристики трубопровода. Величины l , d , λ определяют крутизну характеристики. Чем больше вязкость нефти, протяжённость трубопровода или меньше его диаметр, тем характеристика круче. Построение характеристики трубопровода производится с помощью гидравлического расчёта.

На рис. 5.4 показаны рабочие характеристики центробежного насоса и трубопровода при изменении его параметров.

При проектировании трубопроводов и подборе насосов необходимо стремиться к тому, чтобы рабочая точка насоса находилась на ординате максимального КПД (η). Из рис. 5.4, б видно, что наибольшее значение КПД будет для трубопровода с рабочей точкой A_1 , в которой производительность насоса – Q_1 и создаваемый им напор – H_1 .

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Трубопроводы с постоянным диаметром по всей длине без боковых ответвлений называются простыми. Трубопроводы с изменяющимся диаметром по длине или с ответвлениями называются сложными трубопроводами.

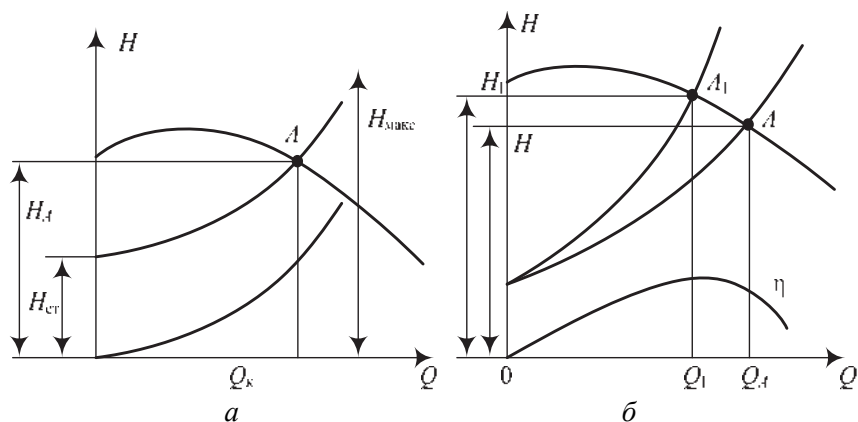


Рис. 5.4

Потеря напора в сложном трубопроводе, состоящем из ряда последовательных участков с разным диаметром (рис. 5.5), определяется как сумма потерь на всех участках $H_{\Sigma} = h_1 + h_2 + \dots + h_n$, где h_i – потеря напора на i -м участке трубопровода.



Если трубопровод состоит из нескольких параллельно включённых участков, по которым (рис. 5.6) одновременно перекачивается жидкость (газ), то в этом случае потери напора на каждом участке равны между собой: $h_1 = h_2 = \dots = h_n$.

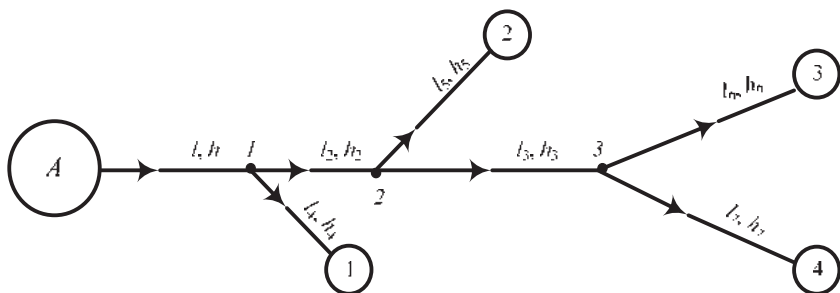


Рис. 5.5

Общий поток в этом случае разветвляется на n параллельных потоков Q_1, Q_2, \dots, Q_n . Очевидно, что $Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n$.

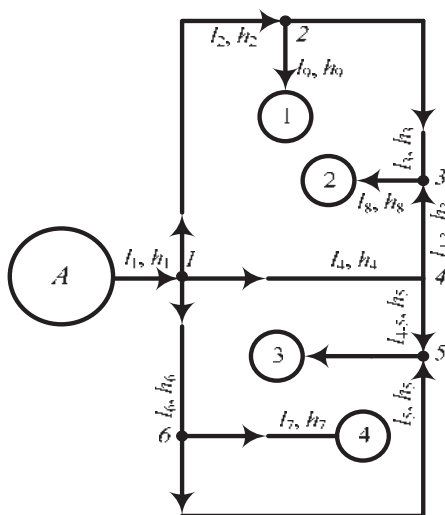


Рис 5 6

Приведённые варианты схем не являются единственно возможными. Однако независимо от структуры разветвления все они могут быть сведены к рассмотренным.



5.3. СОРТАМЕНТ И ЭЛЕМЕНТЫ ТРУБОПРОВОДНЫХ КОММУНИКАЦИЙ АРМАТУРА ТРУБОПРОВОДОВ

Трубопроводные сети состояются из следующих основных элементов:

- труб разного назначения;
- соединительных частей (фланцев, соединительных муфт, колен, угольников, отводов, тройников, крестовин, гребёнок и др.);
- арматуры (чугунной, стальной и специальной);
- компенсаторов.

Для транспортирования нефти и газа применяются следующие виды труб:

- стальные бесшовные горячекатаные;
- стальные бесшовные холоднокатаные и холоднокатаные;
- стальные сварные водогазопроводные (газовые);
- стальные электросварные.

Для перекачки корродирующих нефтепродуктов применяются трубы из легированной стали.

Для трубопроводов наружным диаметром до 426 мм используют стальные бесшовные горячекатаные трубы из углеродистых и легированных сталей.

Для магистральных трубопроводов диаметром более 426 мм применяют электросварные прямошовные или спиральношовные трубы из низколегированных сталей с более высокими механическими свойствами по сравнению с углеродистыми сталями.

Алюминиевые трубы конкурируют со стальными при сооружении низконапорных газо- и нефтепроводов и промышленных сборных коллекторов. Наибольший диаметр алюминиевых труб составляет 300 мм. Низко- и среднепрочные сплавы алюминия легко свариваются. Применение алюминия делает ненужным антикоррозионные покрытия.

Кроме металлических труб на нефтебазах при сливе и раздаче применяются рукава. По конструкции рукава разделяются на резиноканевые (прорезиненные), резиновые, металлорезиновые и металлические. Наибольшее распространение имеют резиноканевые рукава. Их стенки состоят из чередующихся слоев прорезиненной



ткани и тонких слоев резины. По условиям работы различают резинотканевые рукава:

- всасывающие, работающие под вакуумом;
- напорные, работающие под внутренним избыточным давлением;
- всасывающе-напорные, способные противостоять как разрежению, так и давлению.

Чтобы избежать сплющивания от атмосферного давления при работе под вакуумом, внутри рукава помещают спираль из оцинкованной стальной проволоки или ленты.

Резиновые и резинотканевые рукава для транспортирования нефти и нефтепродуктов являются термостойкими в пределах температур от -30 до $+60$ °С.

Металлические рукава с хлопчатобумажной прокладкой могут применяться для транспортировки среды с температурой до 110 °С, а имеющие асбестовую прокладку – с температурой до 300 °С.

Наиболее употребительными соединениями трубопроводов являются сварные, выполненные электро- и газосваркой. Этот способ соединений имеет перед другими существенные преимущества, обеспечивающие простоту, прочность, плотность соединения, надёжность в эксплуатации и экономичность в плане расхода металла.

В качестве разъёмных соединений и для присоединения трубопроводной арматуры широкое распространение получили фланцевые соединения благодаря лёгкости их сборки и разборки. На нефтебазах применяются фланцы следующих типов: приварные стальные, нарезные стальные и чугунные, отлитые заодно с арматурой (стальные и чугунные).

Муфтовые соединения бывают нарезные и ненарезные. Нарезные муфты представляют собой короткие цилиндры длиной $l = (1,5 \dots 2)d$ с внутренней резьбой, с помощью которой муфта навинчивается на резьбу соединяемых концов труб.

Для нефтепроводов во фланцевых соединениях применяются следующие прокладки:

- при давлении до $p = 1$ МПа и t до 40 °С – картон промасленный или паронит (асбокартон) марки ЛВ толщиной $2 \dots 3$ мм;



- при давлении 1...1,6 МПа и температуре t до 300 °С паронит вулканизированный марки ЛВ толщиной 2 мм;
- при давлении 14...64 МПа – металлические гладкие гофрированные прокладки из отожжённого алюминия или мягкой стали с асбестовым сердечником; паронит общего назначения; асбомедные и асбоалюминиевые;
- при давлении более 64 МПа рекомендуется применение прокладок из железа АРМКО или отожжённой стали марки Ст1, из паронита маслобензостойкого.

Арматура предназначена для перекрытия потока жидкости в трубопроводе. Она разделяется на следующие виды: запорную, регулирующую и предохранительную.

К **запорной** арматуре относятся: задвижки, клапаны, краны и обратные клапаны; к **регулирующей** – регуляторы давления, расхода, уровня жидкости, температуры и т. д.; к предохранительной арматуре – предохранительные и перепускные клапаны, фильтры различных назначений.

В зависимости от вида соединения с трубопроводами арматура подразделяется:

- на фланцевую;
- резьбовую – с внутренней резьбой (муфтовая арматура) и наружной резьбой (цапковая арматура);
- раструбную, имеющую на концах присоединительные раструбы;
- сварную с концами, привариваемыми к трубопроводам.

Вся арматура разделяется на приводную и самодействующую.

Приводная приводится в действие при помощи ручного, электрического, гидравлического или пневматического привода, а самодействующая – потоком жидкости или газа. К приводной арматуре относятся: задвижки, клапаны, краны; к самодействующей – предохранительные и обратные клапаны и др.

Задвижки – наиболее распространённый вид запорной арматуры, так как они обладают незначительным гидравлическим сопротивлением и отличаются простотой конструкции. Они могут выполняться для трубопроводов любых размеров, работающих при различных давлениях. По конструкции задвижки подразделяются на параллельные и клиновые (клинкетные) с выдвигным и невы-



движным шпинделями. В параллельных задвижках плоскости затвора параллельны между собой; в клиновых проходное отверстие закрывается клином.

В зависимости от рабочего давления в трубопроводе применяются чугунные или стальные задвижки; чугунные – для давлений до 1,6 МПа, а стальные – свыше 1,6 МПа.

Основными недостатками задвижек являются: трудность шлифровки трущихся поверхностей, большой вес и высокая стоимость.

Задвижки снабжаются **механическим** (рис. 5.8), **гидравлическим** (рис. 5.7, а), **пневматическим** (рис. 5.7, б) или **электрическим** (рис. 5.7, в) приводом. Последние три типа приводов сокращают время открывания и закрывания задвижек и позволяют осуществлять автоматическое и дистанционное управление.

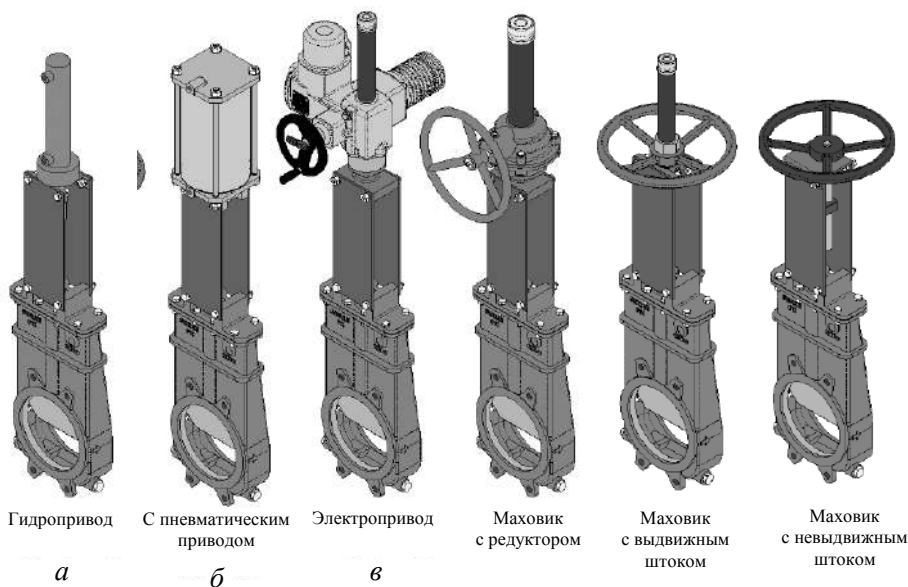


Рис. 5.7

Рис. 5.8

Клапаны применяются на трубопроводах малого диаметра (до 150 мм). В отличие от задвижек проходное отверстие в клапанах перекрывается не шибером, а золотником, перемещающимся поступательно при вращении шпинделя. Клапаны изготавливаются бронзовыми, чугунными и стальными, а также из винипласта. По конструкции они разделяются на муфтовые, фланцевые, проход-



ные, угловые и прямоточные. В **проходных** клапанах (рис. 5.9, *а*) шпindel с клапаном расположен перпендикулярно к оси трубопровода, в угловых (рис. 5.9, *б*) – по оси входа жидкости или газа в клапан, в прямоточных (рис. 5.10) – наклонно к оси трубопровода.

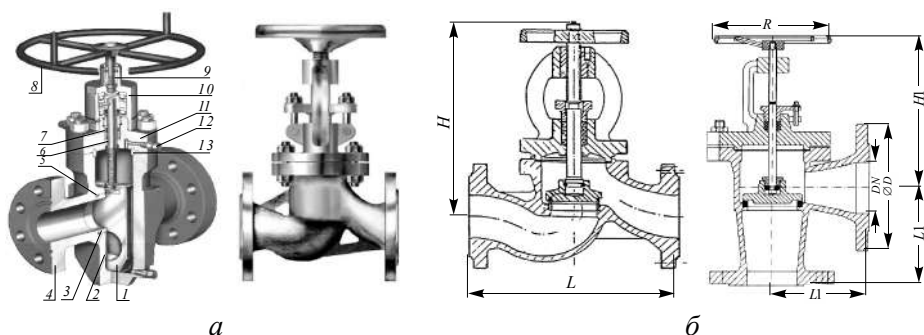


Рис. 5.9

Поток жидкости или газа в клапанах в зависимости от давления и величины золотника направляют либо сверху на золотник, либо снизу под золотник. По сравнению с задвижками клапаны обладают большими (в 15...20 раз) гидравлическими сопротивлениями вследствие резких изменений направления потока.

Краны имеют более ограниченное применение, чем задвижки и клапаны. Они используются главным образом для трубопроводов малых диаметров. Изменение величины прохода в кранах достигается вращением запорной конической пробки относительно корпуса. По конструкции краны подразделяются на две большие группы: сальниковые (рис. 5.11, *а*) и натяжные (рис. 5.11, *б*).

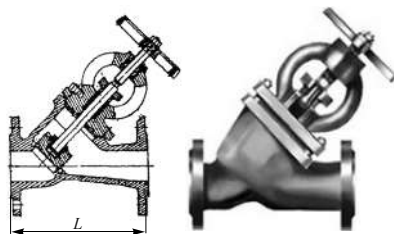


Рис. 5.10

В **натяжных** кранах продольное усилие на пробке создается затяжкой гайкой на хвостовике пробки. В **сальниковых** кранах поджатие пробки осуществляется затягиванием сальника, через набивку которого передается осевая нагрузка на пробку крана.

Краны изготовляют из латуни, бронзы, чугуна, стали, пластмасс и других неметаллических материалов.

Пробковые краны могут быть проходными (одноходовые), трёхходовыми и четырёхходовыми, в зависимости от количества присоединяемых к крану трубопроводов. К достоинствам кранов относятся: простота конструкции, компактность, небольшое гидравлическое сопротивление и стоимость. Недостатки кранов – это защемление пробок и трудность притирки трущихся поверхностей.

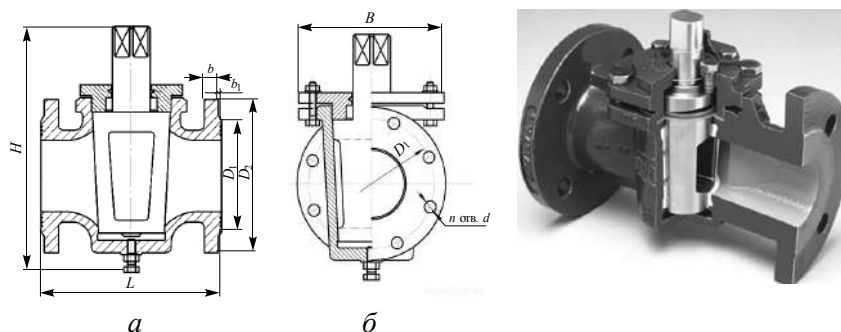


Рис. 5.11

Краны применяются на раздаточных трубопроводах; в различных, на газопроводах, где необходимо быстрое их закрывание.

Обратные клапаны предназначены для отключения трубопроводов при изменении направления движения потока и для установки на всасывающих линиях центробежных насосов, чтобы держать их наполненными. Клапаны открываются под действием напора движущейся жидкости (рис. 5.12, а), а закрываются при прекращении движения жидкости, под действием собственного веса или пружины (рис. 5.12, б).

Обратные клапаны встречаются разнообразных конструкций. По принципу перемещения клапана они разделяются на подъёмные (рис. 5.12, а) и поворотные – захлопки (рис. 5.12, б); по форме корпуса – на проходные и угловые. Обратные клапаны изготавливаются из чугуна и стали.

Для поддержания в требуемых пределах одного или нескольких параметров технологического процесса используется **регулирующая арматура**. Регулирование может быть непосредственное (прямое) или косвенное (автоматическое). При ручном (прямом) регулировании изменение степени открытия арматуры производится оператором по результатам показаний измерительных приборов.



При автоматическом регулировании регулируемые параметры поддерживаются в нужных пределах путём автоматического (дистанционного) управления арматурой.



Рис. 5.12

Автоматический регулятор состоит из измерительной и регулирующей системы. В измерительную систему входят поплавки, термомпара, мембрана с регистрирующим устройством и передаточная связь. Регулирующая система состоит из регулирующего устройства, исполнительного механизма и исполнительной связи, соединяющей регулирующее устройство и исполнительный механизм.

Исполнительный механизм в арматуре представляет собой дроссельное устройство с приводом. Привод может быть электрическим, электромагнитным, пневматическим, гидравлическим и др.

По роду действия регуляторы бывают дискретного и непрерывного действия. В регуляторах дискретного действия регулирующий орган перемещается периодически, через некоторые промежутки времени по достижении регулируемым параметром определённых значений. В регуляторах непрерывного действия регулирующий орган перемещается непрерывно с изменением величины регулируемого параметра (регуляторы давления, регуляторы расхода и др.).

В трубопроводных системах в качестве регулирующего органа наиболее часто применяются регулирующие клапаны. Регулирующий клапан представляет собой дроссельное устройство с регулируемым сечением отверстия для прохода среды.

Управление таким клапаном может производиться непосредственным воздействием среды либо от постороннего источника энергии.

Такие клапаны действуют автономно и по существу являются регуляторами прямого действия. К ним относят, например, регуляторы уровня диафрагменного (рис. 5.13, а), рычажно-грузового



(рис. 5.13, б) и поплавкового типа, регуляторы давления «до» и «после» себя (рис. 5.13, в) и т. д.

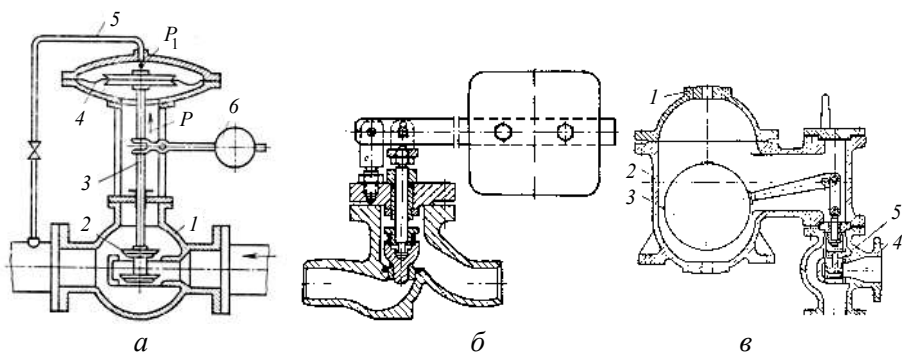


Рис. 5.13

В регулирующих клапанах первого типа положение плунжера фиксируется приводом, действующим от постороннего источника энергии, управляемого чувствительным элементом, и не зависит от непосредственного воздействия давления среды на привод и плунжер. К этому типу относят регулирующие клапаны с пневматическим, гидравлическим и электрическим приводами, смешительные клапаны и др. Регулирующие клапаны могут быть использованы для регулирования давления, расхода, температуры, состава среды и др.

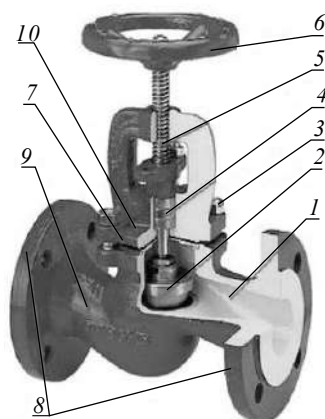


Рис 5.14

Условия работы регулирующей арматуры более сложны, чем условия работы затворов, поэтому и конструкции должны быть разработаны с учётом соответствующих требований.

Наиболее простым регулирующим устройством является регулирующий **вентиль** (рис. 5.14). Вентиль состоит из корпуса 1, золотника 2, крепёжных болтов и гаек 3, уплотнения штока 4, штока 5, маховика 6, уплотнительной прокладки 7, присоединительных фланцев 8, указателя направления потока жидкости 9, крышки 10.



Для регулирования потоков проходное сечение отверстия в седле изменяется путём опускания или подъёма плунжера. Плунжеры бывают четырёх основных типов: стержневые (рис. 5.15, *а*), полые (рис. 5.15, *б*), сегментные (рис. 5.15, *в*) и тарельчатые (рис. 5.15, *г*).

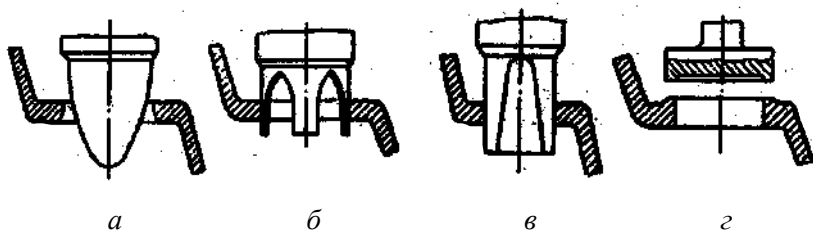


Рис. 5.15

В стержневых плунжерах регулирование расхода среды осуществляется изменением площади кольцевой щели между седлом и плунжером; в полых – изменяется открытая площадь окон плунжеров для прохода среды; в сегментных – изменяется площадь щели, имеющей форму сегмента; тарельчатые плунжеры обычно применяются для двухпозиционного регулирования.

В установленном положении вентиль имеет определённое гидравлическое сопротивление, которое не изменяется до последующей перестановки плунжера, поэтому вентили применяются лишь для работы при установившемся режиме.

Для более сложных условий работы используются регулирующие клапаны. Регулирующие клапаны могут быть односедельными и двухседельными.

Односедельные применяются лишь тогда, когда требуется надёжная герметичность клапана в закрытом положении. Двухседельные клапаны имеют уравновешенный плунжер и требуют меньших усилий и грузов для управления. В двухседельном клапане (рис. 5.16) со стержневым плунжером изменяется сечение кольцевой щели вокруг плунжера. Такие клапаны управляются с помощью троса, ограничивающего опускание груза. При необходимости управления с больших расстояний используются не механические, а электрические или пневматические приводы.

Наиболее широкое применение получили регулирующие клапаны с мембранно-пневматическим приводом и пружинной нагрузкой. Они управляются сжатым воздухом, подводимым от посто-



ронного источника. Пружина в приводе позволяет создавать определённую зависимость между усилием и ходом, благодаря чему на клапане реализуется расчётная зависимость между давлением подаваемого сжатого воздуха и перемещением плунжера (рис. 5.17).

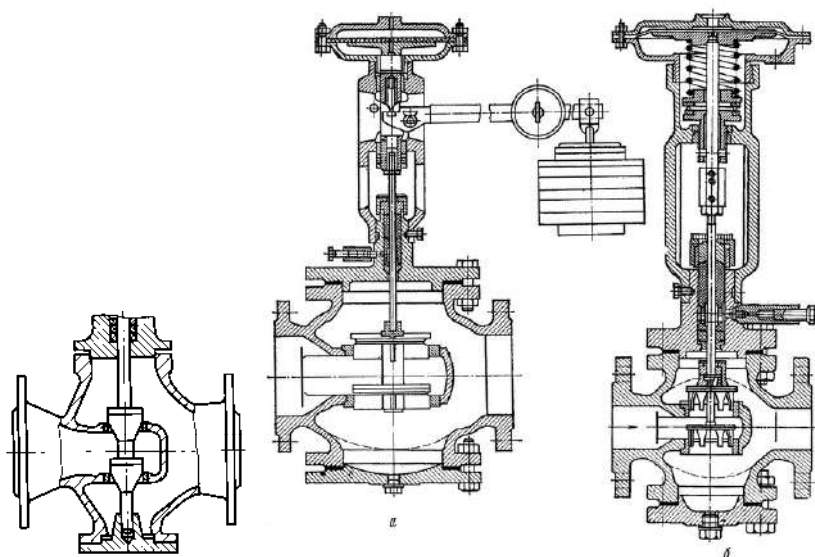


Рис. 5.16

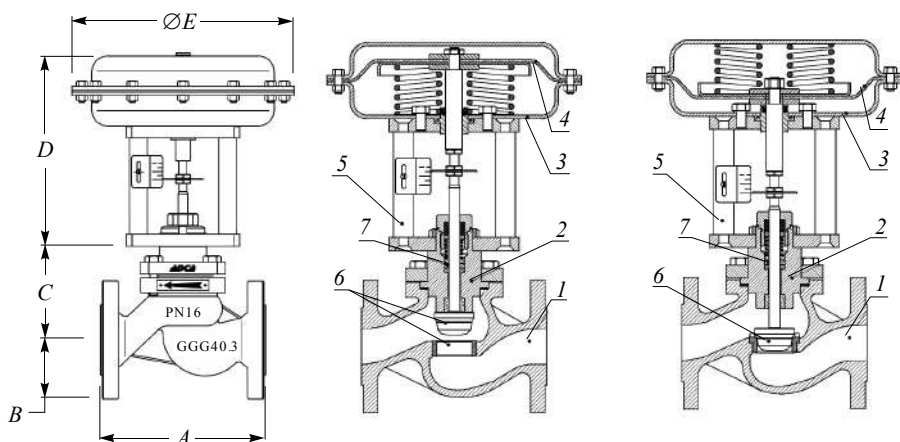


Рис. 5.17



Предохранительная арматура предназначена предохранять трубопроводы, насосы, различные аппараты и сосуды от аварий (разрывов) при повышении давления выше максимально допустимой величины путём сброса рабочей среды. При превышении установленного давления они автоматически открываются, а при достижении нормального – закрываются.

В качестве предохранительной арматуры применяют предохранительные клапаны. По способу уравнивания давления различают рычажные и пружинные предохранительные клапаны. В первом случае рабочее давление для клапана устанавливается положением груза на рычаге, во втором – регулируется сжатием пружины.

Поскольку при срабатывании предохранительного клапана поступление рабочей среды в объект не прекращается, пропускная способность предохранительного клапана должна быть достаточной, чтобы сброс среды превосходил поступление.

Предохранительные клапаны изготавливают из чугуна, стали и при особых условиях работы – из других материалов. Предохранительные клапаны различаются: по способу выброса среды; количеству тарелок; величине подъёма клапана; способу нагружения и т. д.

По способу выброса среды (пара) предохранительные клапаны можно разделить на клапаны открытого типа (рис. 5.18), у которых пар непосредственно выпускается в атмосферу, и клапаны закрытого типа (рис. 5.19), у которых пар может отводиться в назначенное место. По количеству тарелок предохранительные клапаны разделяются на одинарные и двойные; по способу нагружения – на рычажно-грузовые и пружинные. По высоте подъёма тарелки предохранительные клапаны разделяются на малоподъёмные, у которых высота подъёма $\geq 0,05D_c$, и полноподъёмные, подъём тарелки которых не менее $0,25D_c$.



Рис. 5.18

Так как при длительном пребывании в закрытом положении уплотняющие кольца тарелки и корпуса могут «прикипеть», необходимо периодически проверять работоспособность клапана.



С этой целью предохранительные клапаны снабжаются устройством, позволяющим выполнять пробное срабатывание («подрыв») клапана.

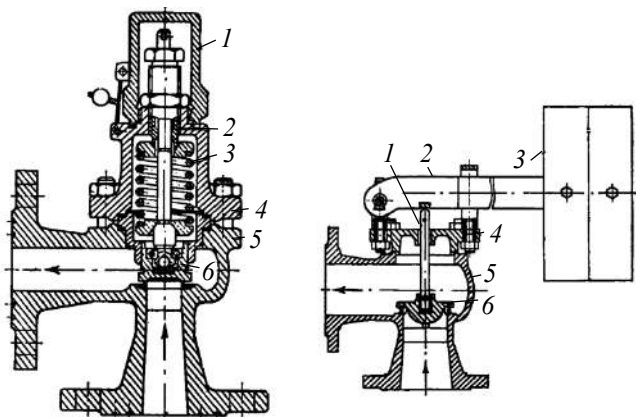


Рис. 5.19

Это устройство обычно выполняется в виде рычага, действующего на шток тарелки. Пружинные клапаны регулируются путём завинчивания затяжной гайки пружины до распорной контрольной трубки, ограничивающей затяг пружины. Регулировочный барашек и защитный колпак пломбируются.

Для механизированного и автоматизированного управления арматурой применяются электроприводы, электромагнитные, пневматические и гидравлические приводы (поршневые и мембранные).

Наиболее широкое применение получили электроприводы, использующие самый доступный вид энергии – электрическую. Эти приводы имеют существенные преимущества: они используют энергию только в период работы; могут включаться на месте или дистанционно, что облегчает автоматизацию управления процессами.

Электропривод (рис. 5.20) состоит из электродвигателя 4, перемещающего посредством редуктора шток 3 с клапаном 2, открывающим или закрывающим отверстие в седле корпуса 1 вентиля. Ручное управление приводом осуществляется посредством маховика, расположенного сверху. Конструктивное исполнение электроприводов поворотной заслонки и клапана представлено там же.

Ручное управление арматурой является наиболее старым, надёжным и простым методом. Оно осуществляется вращением



маховика или рукоятки, закреплённой на шпинделе или ходовой гайке. В подавляющем большинстве конструкций арматуры используется винтовой механизм. Преимущества его перед другими заключаются в простоте конструкции, возможности получения больших усилий и создании условий самоторможения. Чтобы уменьшить усилие на рукоятке маховика (рис. 5.21), применяют редукторы с зубчатой и червячной передачей.

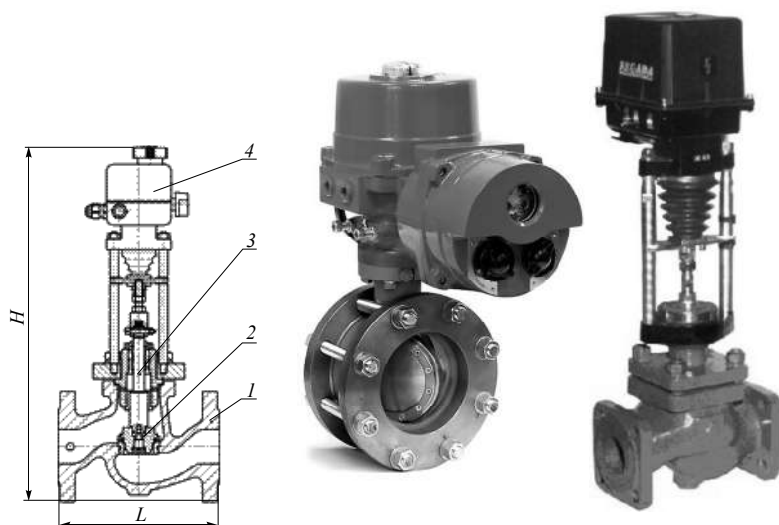


Рис. 5.20

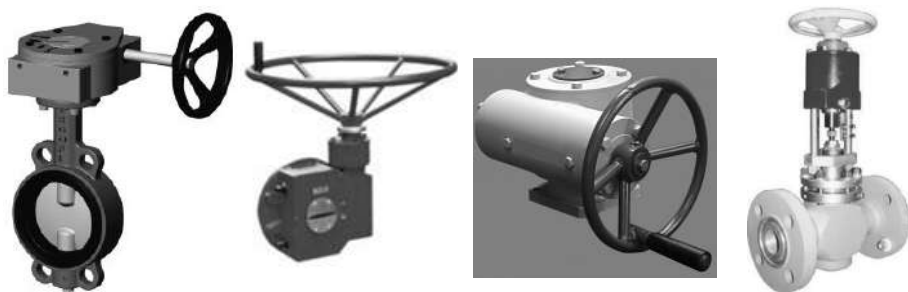


Рис. 5.21

Такие приводы имеют компактную конструкцию, сравнительно малое количество деталей, дешёвы в изготовлении.

Гидравлический привод (поршневой или мембранный). Наиболее важными достоинствами поршневого привода (рис. 5.22) являются возможность использовать энергию рабочей среды, транспортируемой по трубопроводу, и простота конструкции. Ограничение усилия достигается наиболее простым методом – снижением давления в приводе.

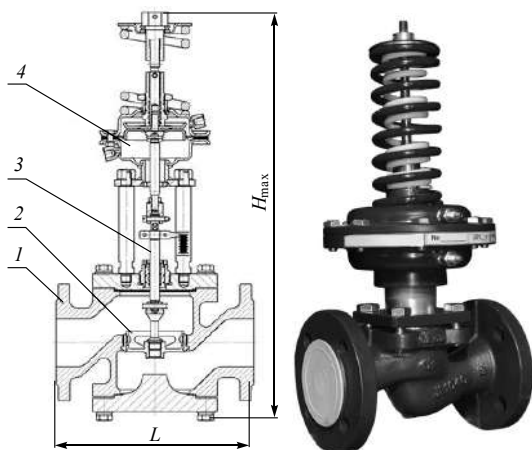


Рис. 5.22

Поршневой привод позволяет создавать большой ход и большие усилия при поступательном движении и используется в запорной, регулирующей и предохранительной арматуре.

Мембранный гидравлический привод используется лишь в регуляторах прямого действия, когда рабочей средой является жидкость. В этом случае применяются резиновые мембраны, иногда и металлические, которые обычно работают не в качестве силового элемента, а в качестве чувствительного и управляющего элементов.

Пневматический привод. Гидравлические поршневые приводы не обеспечивают быстрого срабатывания арматуры. Иногда срабатывание должно происходить в доли минуты. В этом случае для управления как запорной, так и регулирующей арматурой используется сжатый воздух (или пар). Когда ход клапана небольшой, применяется мембранный привод, и лишь при больших перемещениях используется поршневой. Поршень при газообразной рабочей среде оснащается манжетами либо поршневыми кольцами.



Пневматический мембранный привод. Мембраны изготавливаются из резины толщиной 2...4 мм с тканевой прокладкой или без нее. По форме сечения мембрана может быть плоской, плоской собранной и формованной (рис. 5.23).

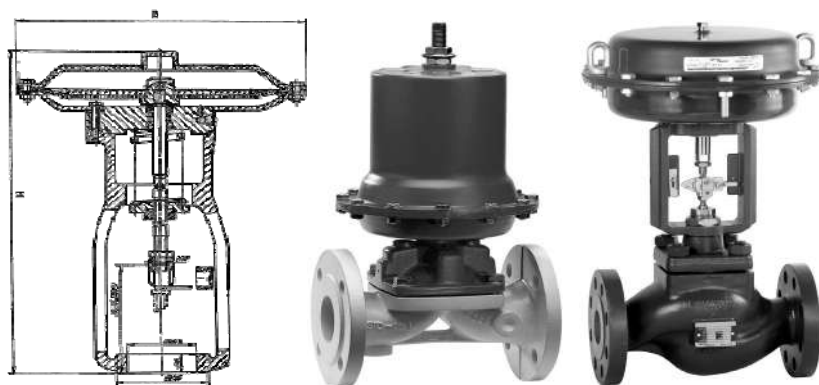


Рис. 5.23

Во всех случаях усилие с мембраны на шток передаётся с помощью опорного диска (или грибка), образующего для мембраны опорную площадку. Пневматический мембранный привод может работать с пружиной и без неё. В пружинных приводах в момент срабатывания мембрану перемещает сжатый воздух, возврат совершается под действием пружины. В беспружинных механизмах перемещение мембраны в обе стороны осуществляется сжатым воздухом, газом.

В процессе эксплуатации трубопроводы изменяют свою температуру в связи с изменением температуры окружающей среды и перекачиваемых жидкостей. Колебание температуры стенки трубопровода приводит к изменению его длины. Если концы трубопровода жёстко закреплены, то от температурных воздействий в нём возникают термические напряжения растяжения или сжатия.

Разгрузка трубопроводов от термических напряжений осуществляется установкой **компенсаторов**. Компенсаторы – устройства, позволяющие трубопроводам свободно удлиняться или сокращаться при изменении температуры без повреждения соединений. Применяются **линзовые, сальниковые, гнутые компенсаторы**.

При выборе трассы трубопроводов необходимо стремиться к тому, чтобы температурные удлинения одних участков могли



восприниматься деформациями других, или использовать явление самокомпенсации трубопровода, учитывая при этом все его повороты и изгибы.

Линзовые (рис. 5.24, а) и сильфонные компенсаторы (рис. 5.24, б) применяются для компенсации удлинений трубопроводов с рабочим давлением до 0,6 МПа при диаметре от 150 до 1200 мм. Компенсаторы изготавливают из конических тарелок (штампованных), каждая пара сваренных между собой тарелок образует волну. Количество волн в компенсаторе делают не более 12 во избежание продольного изгиба. Компенсирующая способность линзовых компенсаторов составляет до 350 мм.

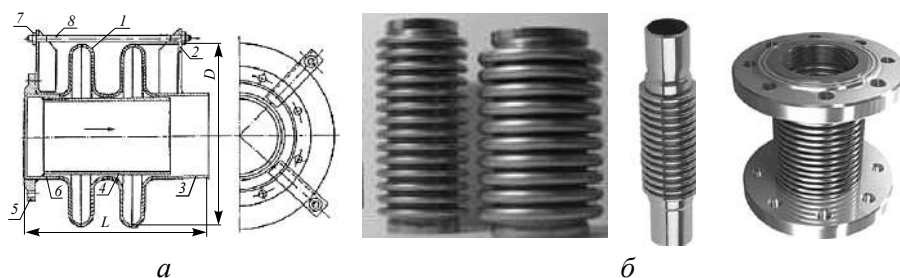


Рис. 5.24

Линзовые компенсаторы обладают герметичностью, малыми габаритами, простотой изготовления и эксплуатации, но применение их ограничено непригодностью для трубопроводов с большими давлениями.

Сальниковые компенсаторы (рис. 5.25) являются осевыми и применяются при давлениях до 1,6 МПа.

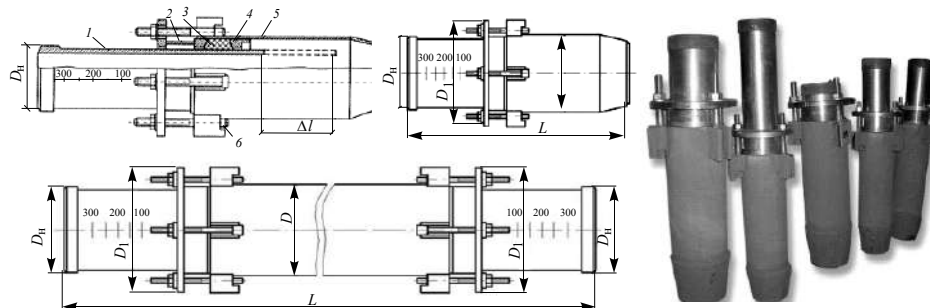


Рис. 5.25



Компенсаторы состоят из чугунного или стального корпуса и входящего внутрь него стакана. Уплотнение между стаканом и корпусом создаётся сальником. Компенсирующая способность сальниковых компенсаторов составляет от 150 до 500 мм. Сальниковые компенсаторы устанавливаются на трубопроводах с точной укладкой, так как возможные перекосы могут привести к заеданию стакана и разрушению компенсатора. Сальниковые компенсаторы ненадёжны в отношении герметичности, требуют постоянного надзора за уплотнением сальников и в связи с этим применяются ограниченно. Эти компенсаторы устанавливаются на трубопроводах диаметром от 100 мм и выше для негорючих жидкостей и на паропроводах.

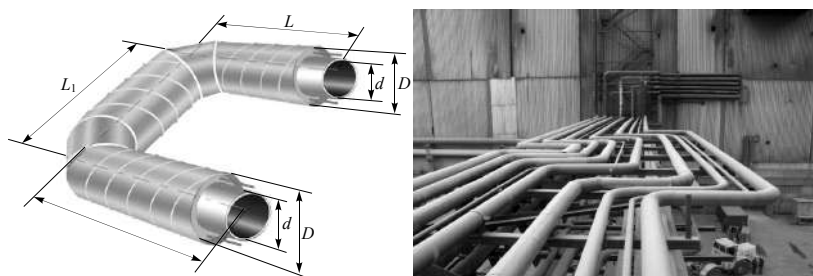


Рис. 5.26

Гнутые компенсаторы имеют П-образную (рис. 5.26), лирообразную, S-образную и другие формы и изготавливаются на месте монтажа из тех же труб, из которых собирается трубопровод. Эти компенсаторы пригодны для любых давлений, уравновешены и герметичны. Недостаток их – значительные габариты.

5.4. РЕЗЕРВУАРЫ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ НЕФТИ И НЕФТЕПРОДУКТОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ. Резервуарами называются стационарные или передвижные сосуды разнообразной формы и размеров.

Резервуары являются наиболее ответственными сооружениями: в них хранятся в больших количествах ценные жидкости.

В зависимости от материала, из которого они изготавливаются, резервуары подразделяются на металлические и неметаллические. Металлические сооружают преимущественно из стали, иногда



из алюминия. К неметаллическим относятся железобетонные и пластмассовые резервуары.

Резервуары бывают вертикальными цилиндрическими, горизонтальными цилиндрическими, прямоугольными, каплевидными и др.

По схеме установки резервуары подразделяются на наземные, у которых днище находится на уровне или выше планировочной отметки прилегающей площадки, и подземные, когда наивысший уровень жидкости в резервуаре находится ниже наинизшей планировочной отметки прилегающей площадки (в пределах 3 м) не менее чем на 0,2 м.

Современные **стальные резервуары** подразделяются на вертикальные цилиндрические, каплевидные, горизонтальные (цистерны). Вертикальные цилиндрические резервуары подразделяются на резервуары низкого давления («атмосферные»); резервуары с понтонами; резервуары с плавающими крышками.

Резервуары атмосферного типа применяют в основном для хранения малоиспаряющихся нефтепродуктов (керосина, дизельного топлива и др.).

Легкоиспаряющиеся нефтепродукты эффективно хранить в резервуарах с плавающими крышами и понтонами или в резервуарах высокого давления (каплевидных, с давлением до 0,07 МПа).

Горизонтальные резервуары (цистерны) используют для хранения большинства видов нефтепродуктов и применяют в качестве расходных хранилищ.

Основные размеры резервуаров – **диаметр и высота**.

На рис. 5.27 показан резервуар с герметичной крышей в разрезе.

Каплевидные и шаровые резервуары (рис. 5.28) применяют для хранения легкоиспаряющихся нефтепродуктов с высокой упругостью паров.

Оболочке резервуара придают очертание капли жидкости, свободно лежащей на несмачиваемой плоскости и находящейся под действием сил поверхностного натяжения. Благодаря такой форме резервуара все элементы поверхности корпуса растягиваются примерно с одинаковой силой. Это обеспечивает минимальный расход стали на изготовление резервуара.

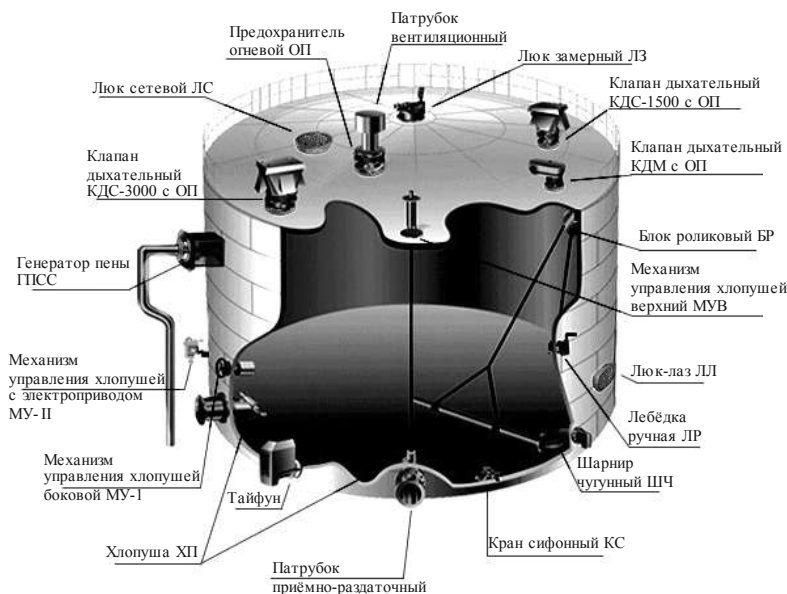


Рис. 5.27

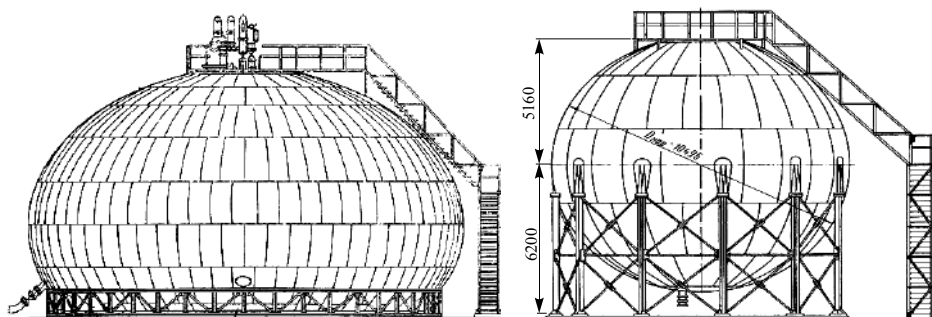


Рис. 5.28

Различают два основных типа этих резервуаров: каплевидные гладкие и многоторовые (многокупольные).

К каплевидным гладким относится резервуары (рис. 5.28) с гладким корпусом, не имеющим изломов кривой меридионального сечения (с внутренним давлением до 0,07 МПа) Резервуары, корпус которых образуется пересечением нескольких оболочек двойной кривизны, называются многокупольными (или многоторовыми) резервуарами (до 0,37 МПа). Для временного хранения нефти и



нефтепродуктов используются мягкие эластичные резервуары (рис. 5.29).



Рис. 5.29

Горизонтальные резервуары (рис. 5.30) в отличие от вертикальных изготавливают, как правило, на заводах и поставляют на место установки в готовом виде. Такие резервуары применяют при транспортировке и хранении нефтепродуктов на распределительных нефтебазах и в расходных хранилищах. Резервуары, рассчитанные на внутреннее давление 0,07 МПа, имеют конусное или плоское днище; устанавливаются над землёй на опорах или под землёй на глубину не более 1,2 м от поверхности земли.

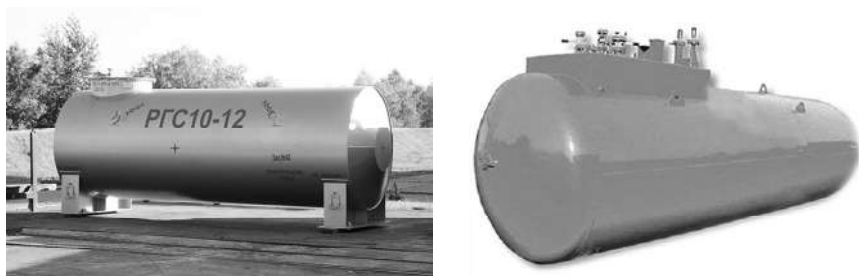


Рис. 5.30

Область применения горизонтальных резервуаров ограничена в связи с тем, что и они занимают большие площади, и площадь зеркала продукта велика.

5.5. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ТРУБОПРОВОДОВ

В задачу технологического расчёта трубопроводов входит определение оптимальных параметров трубопровода (диаметр трубопровода, давление нагнетания насосных станций, толщина стенки



трубы, количество насосных станций), расположения перекачивающих станций по трассе трубопровода, а также расчёт режимов эксплуатации трубопровода.

Исходные данные для технологического расчёта нефтепроводов:

- 1) плановое задание на перекачку Q (млн т/год);
- 2) свойства перекачиваемой нефти (плотность, вязкость, давление насыщенных паров и др.);
- 3) температура грунта на глубине заложения нефтепровода;
- 4) характеристики труб и насосного оборудования;
- 5) сжатый профиль трассы нефтепровода;
- 6) технико-экономические показатели сооружения и эксплуатации линейной части нефтепровода и насосных станций.

Технологический расчёт выполняется в определённой последовательности [4].

1. Вычисляется средневзвешенная температура грунта вдоль трассы нефтепровода

$$T_{\text{ср}} = \frac{1}{L_{\text{тр}}} \sum_{i=0}^n T_i,$$

где $L_{\text{тр}}$ – длина трубопровода; T_i – температура грунта i -го участка трубопровода.

2. Определяются физические характеристики нефтепродукта (плотность, вязкость) при расчётной величине температуры. Одними из наиболее важных показателей перекачиваемых жидкостей являются такие её физические характеристики, как плотность ρ и вязкость ν , определяющие в конечном итоге энергетические затраты и производительность трубопроводов. Известно, что на плотность и вязкость существенно влияет температура перекачиваемого нефтепродукта. Поэтому при расчёте и выборе оборудования необходимо руководствоваться теми параметрами жидкостей, которые соответствуют температурному режиму нефтепродукта.

Плотность нефти находится в пределах 700...1100 кг/м³, а изменение её величины с температурой определяется, например, по формуле Менделеева:

$$\rho_T = \frac{\rho_{293}}{1 + \beta_p (T - 293)}, \quad (5.6)$$



где ρ_T и ρ_{293} – плотность нефтепродуктов соответственно при температурах T и 293 K ; β_p – коэффициент объёмного расширения, либо по формуле

$$\rho_T = \rho_{293} + \xi(293 - T), \quad (5.7)$$

где $\xi = 1,825 - 0,001315\rho_{293}$ – температурная поправка.

3. Рассчитывается часовая пропускная способность нефтепровода

$$Q_{\text{ч}} = \frac{Q}{24N_p\rho_p}, \quad (5.8)$$

где N_p – расчётное количество суток работы нефтепровода (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Протяжённость, км	Диаметр нефтепровода, мм	
	до 820 включительно	выше 820
До 250	357	355
От 250 до 500	356/355*	353/351
От 500 до 700	354/352	351/349
Свыше 700	352/350	349/350

* В числителе указаны значения N_p для нормальных условий прокладки, в знаменателе – при прохождении нефтепроводов в сложных условиях, когда заболоченные и горные участки составляют не менее 30 % общей протяженности трассы.

4. В соответствии с расчётной часовой пропускной способностью провода $Q_{\text{ч}}$ выбираются основные насосы насосных станций с такими параметрами (подача, напор), чтобы выполнялось условие

$$0,8Q_{\text{ном}} \leq Q_{\text{ч}} \leq 1,2Q_{\text{ном}}, \quad (5.9)$$

где $Q_{\text{ном}}$ – подача (расход) выбранного типа насоса при максимальном КПД.



Для перекачки нефти и нефтепродуктов в основном используются центробежные и шестерённые насосы. Их характеристики (зависимости напора H_n , мощности N_n , КПД η_n в функции расхода Q насоса) приводятся в справочной литературе. Важным показателем свойств жидкости является кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$, определяющий ограничение зоны рабочих режимов насоса.

Иногда удобно пользоваться аналитическими выражениями этих зависимостей, полученных эмпирическим путём. Так, в частности, аналитические зависимости напора, кавитационного запаса и КПД центробежных насосов можно представить в виде

$$\begin{aligned}
 H_n &= H_0 + aQ - bQ^2; \\
 \Delta h_{\text{доп}} &= \begin{cases} \Delta h_{\text{доп.мин}} & \text{при } 0,5Q_{\text{ном}} \leq Q \leq Q_{\text{ном}}; \\ a_0Q^{b_0} & \text{при } Q \geq Q_{\text{ном}}; \end{cases} \quad (5.10) \\
 \eta_n &= c_0 + c_1Q + c_2Q^2.
 \end{aligned}$$

Для шестерённых насосов эти зависимости выражаются как

$$Q = Q_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}(pp_{\text{ш}})^{b_{\text{ш}}} \quad \text{и} \quad \eta = d_0 + d_1p + d_2p^2, \quad (5.11)$$

где $Q_{\text{ш}}$ и $p_{\text{ш}}$ – расход и давление, создаваемые шестерённым насосом.

Необходимо помнить, что в области малых давлений ($p < p_{\text{ш}}$) зависимость $Q(p)$ носит линейный характер ($b_{\text{ш}} = 1$), а при $p < p_{\text{ш}}$ – криволинейный ($b_{\text{ш}} > 1$).

В каталогах приводятся характеристики центробежных насосов, снятые на воде. При транспортировке маловязких нефтей и нефтепродуктов эти характеристики изменений не претерпевают. Однако с ростом вязкости перекачиваемой жидкости они ухудшаются.



Формулы для расчёта параметров работы насоса на нефти H_v , Q_v , η_v по известным параметрам работы на воде H_B , Q_B , η_B имеют вид

$$H_v = k_H H_B, \quad Q_v = k_Q H_B, \quad \eta_v = k_\eta \eta_B,$$

где k_H , k_Q , k_η – коэффициенты пересчёта соответственно напора, расхода и КПД насоса с воды на высоковязкий продукт.

Для всех насосов, кроме магистральных, с коэффициентом быстроходности $50 \leq n_s \leq 130$ пересчёт характеристик производится при выполнении неравенства

$$v_{\text{нижн}} > v_T > v_{\text{верх}},$$

где v_T – вязкость нефтепродукта при температуре перекачки; $v_{\text{нижн}}$ и $v_{\text{верх}}$ – предельные нижнее и верхнее значения вязкости, при которых пересчёт характеристик необходим:

$$v_{\text{нижн}} = 7,5 \cdot 10^{-6} \frac{Q_{\text{в.опт}}}{\sqrt{D_2 b_2}} \quad \text{и} \quad v_{\text{верх}} = 2,6 \cdot 10^{-4} \frac{Q_{\text{в.опт}}}{\sqrt{D_2 b_2}}, \quad (5.12)$$

где $Q_{\text{в.опт}}$ – расход воды при максимальном КПД насоса; D_2 и b_2 – диаметр и ширина лопаток рабочего колеса на выходе.

При $v_T < v_{\text{нижн}}$ пересчитывать характеристики насоса не требуется, так как он работает в автомобильной зоне, а при $v_T > v_{\text{верх}}$ необходимо использовать другой насос.

В качестве параметра, определяющего необходимость пересчёта, используется число Рейнольдса в следующей записи:

$$\text{Re}_H = 0,527 \frac{Q_{\text{в.опт}}}{v \sqrt{D_2 b_2}}. \quad (5.13)$$

Для центробежных насосов с рабочим колесом одностороннего входа жидкости существуют три зоны, в пределах каждой из кото-



рых действует гидравлическое сопротивление, подчиняющееся разным закономерностям:

$$\left. \begin{aligned}
 k_Q &= \begin{cases} -0,774 + 0,58 \lg Re_H & \text{при } 100 < Re_H \leq 600; \\ 0,42 + 0,153 \lg Re_H & \text{при } 600 < Re_H < 7000; \\ 1 & \text{при } Re_H \geq 7000; \end{cases} \\
 k_H &= k_Q^{2/3}; \\
 k_Q &= \begin{cases} -0,852 + 0,483 \lg Re_H & \text{при } 100 < Re_H \leq 2300; \\ -0,201 + 0,17 \lg Re_H & \text{при } 2300 < Re_H < 50000; \\ 1 & \text{при } Re_H \geq 50000. \end{cases}
 \end{aligned} \right\} (5.14)$$

В методике пересчёта характеристик магистральных центробежных насосов используется другая форма записи числа Рейнольдса:

$$Re_H = \frac{nD_2^2}{\nu} = \frac{\nu D_2}{\nu},$$

где размерность частоты вращения вала насоса n [1/мин].

В целях оптимизации режимов работы насосов на пониженных и повышенных подачах некоторые из них комплектуются сменными рабочими колёсами, позволяющими работать с подачами 50, 70 и 125 % от номинальной.

Пересчёт характеристик с воды на вязкую нефть необходим, когда величина Re_H больше величины переходного числа Рейнольдса, определяемого по формуле

$$Re_H = 3,16 \cdot 10^5 n_s^{-0,305}, \quad (5.15)$$

где n_s — коэффициент быстроходности насоса.



Коэффициенты пересчёта напора, расхода и КПД с воды на высоковязкую нефть определяются по формулам

$$k_H = 1 - 0,128 \lg \frac{Re_{\Pi}}{Re_B}, \quad k_Q = k_H^{1,5}, \quad k_{\eta} = 1 - \alpha_{\eta} \lg \frac{Re_{гр}}{Re_H}, \quad (5.16)$$

где $Re_{гр} \approx 0,224 \cdot 10^5 n_s^{0,384}$ – граничное число Рейнольдса;
 $\alpha_{\eta} \approx 1,33 n_s^{-0,326}$.

Величины аппроксимирующих коэффициентов для нефти через аналогичные для воды рассчитываются по следующим формулам:

$$H_{0v} = k_H H_{0B}; \quad a_v = a_B \frac{k_H}{k_Q}; \quad b_v = b_B \frac{k_H}{k_Q^2};$$

$$c_{0v} = k_{\eta} c_{0B}; \quad c_{1v} = c_{1B} \frac{k_{\eta}}{k_Q}; \quad c_{2v} = c_{2B} \frac{k_{\eta}}{k_Q^2}.$$

Если последнее условие выполняется для двух типов насосов, то дальнейшие расчёты выполняются для каждого из них. Например, при $Q_{\text{ч}} = 5800 \text{ м}^3/\text{ч}$ для дальнейших расчётов по вариантам принимаются насосы типов НМ 5000-210 и НМ 7000-210. Аналогично подбираются подпорные насосы.

5. Рассчитывается рабочее давление $p_{\text{ГНС}}$ на выходе головной насосной станции:

$$p_{\text{ГНС}} = \rho_p g (m_{\text{н.м}} H_{\text{н.м}} + H_{\text{н.пв}}),$$

где $m_{\text{н.м}}$ – количество магистральных насосов на станции; $H_{\text{н.м}}$ и $H_{\text{н.пв}}$ – напоры, создаваемые магистральным и подпорным насосами.

Найденная величина давления не должна превышать допустимой по условиям прочности запорной арматуры ($p_{\text{ГНС}} < p_{\text{зап}}$). В противном случае необходимо уменьшить количество магистральных насосов либо воспользоваться сменными роторами меньшего диаметра.

6. Далее определяются параметры трубы нефтепродуктопровода: диаметр и толщина трубы, материал. Исходной величиной при



выборе диаметра трубопровода является годовой план перекачки. В табл. 5.2 приведены основные рекомендуемые параметры магистральных трубопроводов при изотермической перекачке. Верхние пределы пропускной способности соответствуют меньшей кинематической вязкости, а рабочее давление определяется характеристикой насосов, их количеством и способом соединения. Высоковязкие нефтепродукты перед перекачкой необходимо предварительно подогревать.

Таблица 5.2

Нефтепроводы			Нефтепродуктопроводы		
Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Рабочее давление, МПа	Пропускная способность, млн т/год	Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Рабочее давление, МПа	Пропускная способность, млн т/год
529 (4...10)	5,4...6,5	6...8	219 (4...7)	9...10	0,7...0,9
630 (5...12)	5,2...6,2	10...12	273 (4...8)	7,5...8,5	1,3...1,6
720 (6...14)	5...6	14...18	325 (4...8)	6,7...7,5	1,8...2,2
820 (7...16)	4,8...5,8	22...26	377 (4...9)	5,5...6,5	2,5...3,2
920 (8...16)	4,6...5,6	32...36	426 (4...9)	5,5...6,5	3,5...4,8
1020 (9...12)	4,6...5,6	42...50	529 (4...10)	5,5...6,5	6,5...8,5
1220 (11...20)	4,4...5,4	70...78			

Расчётную толщину стенки трубопровода определяют по формуле

$$\delta = \frac{k_{\text{нагр}} p D_{\text{нар}}}{2(k_{\text{нагр}} p + \psi \sigma)}, \quad (5.17)$$

где

$$\psi = \sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{|\sigma_{\text{пр}}|}{\sigma_{\text{вр}}} \right)^2} - 0,5 \frac{|\sigma_{\text{пр}}|}{\sigma_{\text{вр}}}, \quad (5.18)$$

где $\sigma_{\text{пр}} = -\alpha E \Delta T + 0,3 \frac{k_{\text{нагр}} p d_{\text{вн}}}{\delta}$ – напряжения в трубе от продольных усилий, обусловленных перепадом температур;



$\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ град $^{-1}$; $E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости стали; ΔT – расчётный температурный перепад; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы.

Абсолютные значения величин положительного и отрицательного перепада определяются по формулам

$$\Delta T_{(+)} = \frac{\mu \sigma_{\text{вр}}}{\alpha E} \quad \text{и} \quad \Delta T_{(-)} = \frac{(1 - \mu) \sigma_{\text{вр}}}{\alpha E}, \quad (5.19)$$

где $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона.

Полученное расчётное значение толщины трубы округляется до ближайшего большего стандартного значения.

7. По рассчитанным параметрам определяются потери в трубопроводе. Поскольку эти потери зависят от внутреннего диаметра трубы, состояния её поверхности и характера протекания жидкости, далее рассчитываются эти показатели.

Внутренний диаметр трубы нефтепровода

$$d_{\text{вн}} = D_{\text{нар}} - 2\delta.$$

Для определения величины гидравлического сопротивления трубы нефтепровода необходимо вычислить первое переходное число Рейнольдса, для чего предварительно необходимо рассчитать относительную шероховатость ε .

Первое переходное число Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{10}{\varepsilon}.$$

Если $\text{Re}_1 > \text{Re}$, то течение нефти происходит в зоне гидравлически гладких труб и коэффициент гидравлического сопротивления вычисляется по формуле $\lambda = 0,3164 / \text{Re}^{0,25}$.

Полные потери в трубопроводе длиной $L_{\text{тр}}$ рассчитываются по формуле

$$H_{\text{тр}} = k_{\text{мест}} i L_{\text{тр}} + \Delta Z + n_{\text{э}} H_{\text{к.п}},$$

где $k_{\text{мест}} = 1,02$ – коэффициент учёта местных сопротивлений в трубопроводе; ΔZ – разность нивелирных отметок конечной и



начальной точек трассы нефтепровода; $n_{\text{э}}$ – количество эксплуатационных участков на трубопроводе (обычно длина эксплуатационного участка составляет 400...600 км); $H_{\text{к.п}}$ – величина напора в конечной точке трассы нефтепровода (принимается исходя из условия предупреждения кавитации).

Количество насосных станций на всём протяжении трубопровода от головной насосной станции до потребителя

$$n_{\text{ст}} = \frac{H_{\text{тр}} - n_{\text{э}} H_{\text{н.пв}}}{m_{\text{н.нм}} H_{\text{н.нм}}}.$$

Расчётное количество станций, как правило, получается дробным. Поэтому для его уточнения (в большую или меньшую сторону) целесообразно определить количество основных насосов на них с целью корректировки комплектации ими насосных станций. Для этого необходимо построить зависимости $H_{\text{тр}}(Q)$ и $H_{\Sigma\text{н}}(Q)$, точка пересечения которых и определит оптимальное суммарное количество насосов.

При распределении рассчитанного количества насосов по станциям необходимо руководствоваться следующим:

- большее их количество должно быть установлено на станциях, расположенных в начале трубопровода, а меньшее – на его конце;
- для удобства обслуживания линейной части расстояния между станциями должны быть примерно одинаковой длины.

8. Далее выполняется расстановка насосных станций по трассе нефтепровода, для чего вычисляется длина первого перегона, на который хватило бы напора магистральных насосов головной станции $H_{\text{ГНС}} = m_{\text{н.нм}} H_{\text{н.нм}}$ при условии, что нефтепровод был бы горизонтальным, по формуле

$$L_1 = H_{\text{ГНС}} / (1,02i).$$

Дальнейшие расчёты целесообразно произвести графическим путём, для чего следует обратиться к рис. 5.31. В начале нефтепровода (точка A_1) по оси ординат откладывается отрезок $A_1 - B_1$,



пропорциональный напору магистральных насосов головной станции $H_{\text{ГНС}}$, а по оси абсцисс в некотором масштабе – отрезок $A_1 - A_2$, пропорциональный длине первого перегона L_1 . Линия $B_1 - A_2$ и есть гидравлический уклон нефтепровода с учётом местных сопротивлений.

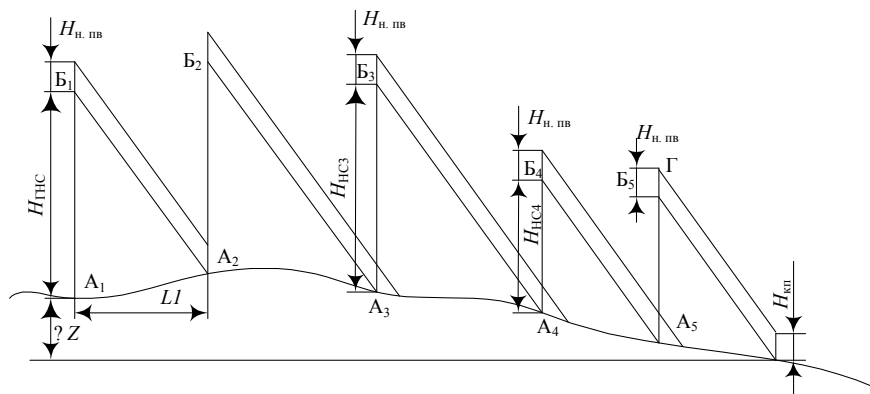


Рис. 5.31

В точке пересечения линии гидравлического уклона с профилем трассы (точка A_2) располагается промежуточная насосная станция НС2. Восстанавливая из этой точки перпендикуляр и откладывая на нём отрезок $A_2 - B_2$, пропорциональный напору магистральных насосов этой станции $H_{\text{НС2}} = H_{\text{ГНС}}$, получают точку B_2 , из которой проводится прямая $A_3 - B_2$ гидравлического уклона нефтепровода, параллельная прямой $A_2 - B_1$. В точке пересечения прямой с трассой трубопровода находится промежуточная насосная станция НС3.

Положение промежуточных насосных станций НС4 и НС5 определяется аналогично, с тем лишь отличием, что создаваемые этими станциями напоры $H_{\text{НС4}} = H_{\text{НС5}}$ меньше, чем на предыдущих станциях.

Расстановка насосных станций выполнена правильно, если проведённая из точки Γ на отрезке $A_5 - B_5$ линия гидравлического уклона пересекает трассу трубопровода в конечной её точке.



Аналогично выполняется расстановка станций в пределах каждого эксплуатационного участка, когда таких участков несколько.

9. Далее производится расчёт резервуарных парков, входящих в систему магистральных нефте- и нефтепродуктопроводов, а также нефтебаз, играющих очень важную роль. Основное их назначение – выполнение роли буфера между поставщиком и получателем, компенсирующего неравномерности поставок и потребления нефти и нефтепродуктов. К числу других функций резервуарных парков относятся: создание запасов на случай возникновения сбоев в транспортной цепи, доведение качества нефти и нефтепродуктов до требуемого уровня, их замер и учёт.

На магистральных нефтепроводах резервуарные парки размещаются:

- на головной насосной станции;
- границах эксплуатационных участков;
- в местах подкачки нефти с близлежащих месторождений или сброса нефти попутным потребителям.

Полезный суммарный объём резервуарных парков зависит от диаметра труб и протяжённости нефтепроводов (табл. 5.3).

Величины, приведённые в числителе, следует применять при обычных условиях прокладки, а в знаменателе – когда не менее 30 % от протяжённости трубопровода проходит в сложных условиях (заболоченные и горные участки).

Таблица 5.3

Протяжённость нефтепровода, км	Диаметр трубы, мм			
	630 и менее	720, 820	1020	1220
До 200	1,5	2	2	2
От 200 до 400	2	2,5	2,5	2,5
От 400 до 600	2,5	2,5/3	2,5/3	2,5/3
От 600 до 800	3	3/3,5	3/4	3,5/4
От 800 до 1000	3/3,5	3/4	3,5/4,5	3,5/5

При протяжённости нефтепровода более 1000 км к размеру ёмкости по табл. 5.3 добавляется объём резервуарного парка, соответствующего длине остатка.



Суммарный полезный объём резервуарных парков на головной и промежуточных насосных станциях (ПНС) нефтепровода ориентировочно (в частях) распределяется следующим образом:

- головная насосная станция (ГНС) – 2...3;
- ПНС на границе эксплуатационных участков – 0,3...0,5;
- то же при проведении на ПНС приёмосдаточных операций – 1...1,5.

Общий объём резервуарных парков определяется на основе полезного с учётом коэффициента использования ёмкости η_p , определяемого по табл. 5.4.

Т а б л и ц а 5.4

Ёмкость резервуара, м ³	Коэффициент использования емкости η_p		
	без понтона	с понтоном	с плавающей крышкой
До 5000 включительно	0,85	0,81	0,80
От 10 000 до 30 000	0,88	0,84	0,83

Суммарный объём резервуарных парков V_p в системе магистрального нефтепровода определяется через суточный расход $V^{\text{сут}}$:

$$V_p = V^{\text{сут}}[(n_z - n_y - 1)(0,3 \dots 0,5) + n_y(1 \dots 1,5) + (2 \dots 3)],$$

где n_y – количество насосных станций на границах эксплуатационных участков (где выполняются приёмосдаточные операции).

Необходимая вместимость $V_{\text{ГНС}}$ резервуарного парка головной насосной станции (ГНС) вычисляется по формуле

$$V_{\text{ГНС}} = \frac{k_{\text{н.рез}} k_{\text{н.тр}}}{\Pi} \sum_{i=1}^m \frac{V_i^{\text{год}}}{\eta_p} \left(1 - \frac{q_i}{Q_i} \right),$$

где $k_{\text{н.рез}} = 1,3$ – коэффициент неравномерности поступления нефти в резервуары ГНС; $k_{\text{н.тр}} = 1,1$ – коэффициент неравномерности работы трубопровода; Π – количество циклов последовательной пере-



качки (при перекачке одного продукта $\Pi = 365$); m – количество перекачиваемых нефтепродуктов; q_i и Q_i – реальный и максимально допустимый суточный расход i -го нефтепродукта в трубопроводе.

Найденная величина $V_{\text{ГНС}}$ не должна быть меньше трёхсуточного объёма перекачки нефти по трубопроводу.

Необходимая вместимость резервуарного парка конечного пункта нефтепровода

$$V_{\text{к.п}} = \frac{k_{\text{н.т}} k_{\text{расх}}}{\Pi} \sum_{i=1}^m \frac{V_i^{\text{год}}}{\eta_{\text{р}}} \left(1 - \frac{q_i}{q_{i \text{ макс}}} \right),$$

где $k_{\text{расх}} = 1,5$ – коэффициент среднегодового расхода нефти на конечном пункте; $q_{i \text{ макс}}$ – максимальная величина суточного расхода i -го нефтепродукта.

Вместимость резервуарного парка нефтебазы определяется по графикам поступления и отгрузки нефти, составленным на основе фактических данных за 2...3 года, с учетом страхового запаса. Для каждого вида нефтепродукта необходимый объём резервуаров находится как

$$V_i = \frac{Q_i^{\text{год}}}{100} \left(\Delta V_{i \text{ макс}} - \Delta V_{i \text{ мин}} + \Delta V_i^{\text{стр}} \right),$$

где $\Delta V_{i \text{ макс}}$ – максимальный месячный остаток i -го нефтепродукта в процентном выражении; $\Delta V_{i \text{ мин}}$ – минимальный месячный остаток i -го нефтепродукта в процентном выражении; $\Delta V_i^{\text{стр}}$ – величина страхового запаса i -го нефтепродукта в процентном выражении, выбираемая по табл. 5.5.

При отсутствии таких данных вместимость может быть рассчитана по формуле

$$V_{\text{н.б}} = \frac{Q^{\text{год}} k_{\text{нер}}}{365} \left(1 + \frac{\Delta V^{\text{стр}}}{100} \right),$$

где $Q^{\text{год}}$ – годовой расход нефти; $k_{\text{нер}}$ – коэффициент неравномерности потребления нефти, выбираемый в соответствии с табл. 5.6.



Таблица 5.5

Тип нефтебазы	Месторасположение нефтебазы	Норма страхового запаса, %
Железнодорожные, водные (речные)	Южнее 60° северной широты в европейской части страны	До 20
	Севернее 60° северной широты в европейской части страны, в Сибири, на Урале и Дальнем Востоке	До 50
Водные (речные) с поступлением нефти только в навигационный период	—	До 50*

* Вычисляется по среднемесячной потребности в межнавигационный период.

Для трубопроводных нефтебаз и нефтебаз с реализацией менее 1 тыс. т/год страховой запас не устанавливается.

На завершающем этапе производится расчёт подводящих (всасывающих) трубопроводов подпорных насосов головной насосной станции.

Таблица 5.6

Характеристика районов потребления	$k_{\text{неп}}$	
	Все виды топлива	Масла, смазки
Промышленные города	1,0	1,3
Промышленные районы:	1,1	1,5
промышленность потребляет 70 %	1,2	1,8
промышленность потребляет 30 %	1,5	2,0
Сельскохозяйственные районы	1,7	2,5

Изложенная методика расчёта является универсальной и может быть применима к трубопроводам любой конфигурации.

РАЗДЕЛ 2

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДОБЫЧИ И ТРАНСПОРТИРОВКИ ГАЗА

Глава 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ

Газовое топливо, как известно, представляет собой смесь различных простых горючих (в том числе и углеводородных) и негорючих газов. Горючие газы бывают природные и искусственные [7].

Природные газы добываются из чисто газовых месторождений, нефтяных месторождений (попутные), выделяются из добываемой нефти, газоконденсатных месторождений (состоят из сухого газа в смеси с парами конденсата тяжёлых углеводородов), из сжиженных углеводородных фракций [7].

Искусственные газы получают путём термической обработки твёрдого и жидкого топлива, а также как побочный продукт некоторых видов производств: доменного, коксохимического, при переработке нефти и т. д.

Теплотворная способность газового топлива зависит от процентного соотношения горючих, негорючих газов и примесей. Горючие газы состоят из углеводородов, окиси углерода и водорода. К негорючим газам относятся углекислый газ, азот и кислород. К примесям относятся: сероводород, аммиак, цианистые соединения, нафталин, водяные пары, смолы, пыль и др.

Негорючие газы и примеси являются балластом, поэтому их содержание должно быть минимальным. Предельные значения их регламентируются ГОСТ 5542–87.



1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКА ГАЗОВОГО ТОПЛИВА И ЕГО СОСТАВЛЯЮЩИХ

Искусственные горючие газы могут быть получены [7]:

- высокотемпературной (до 1000 °С) или среднетемпературной (до 600 °С) перегонкой твёрдого или жидкого топлива;
- безостановочной газификацией твёрдого топлива.

К газам первой группы относятся коксовый, сланцевый и полученный путём пиролиза нефти, которые получают при нагревании твёрдого или жидкого топлива без доступа воздуха. При этом помимо кокса, смолы, бензина, керосина и других продуктов перегонки образуются и горючие газы. Так, при переработке 1 т каменного угля можно получить 300...350 м³ коксового газа. При переработке 1 т сланцев – до 350...400 м³ сланцевого газа. При крекинге 1 т нефти – до 200...250 м³ газа. Низшая теплотворность коксового и сланцевого газов лежит в пределах 3500...4500 ккал/м³, газов от пиролиза нефти – до 11 000 ккал/м³.

Газы безостановочной газификации получают путём частичного сжигания твёрдого топлива в потоке воздуха, кислорода или в смеси их с парами воды. В результате такой термохимической переработки углерод топлива, взаимодействуя с кислородом и паром, образует окись углерода и водород. Аппараты для получения газов называются газогенераторами, а сами газы – генераторными. К ним относятся: генераторный пароводяной, воздушный, доменный, газ подземной газификации углей и т. д. Теплотворная способность их не превышает 2500 ккал/м³. Существенными недостатками большинства искусственных газов являются их низкая теплотворная способность и высокая токсичность.

Природные горючие газы, добываемые из недр Земли, содержат в основном предельные углеводороды метанового ряда с небольшим количеством негорючих и вредных примесей. Газы с содержанием тяжёлых углеводородов (от пропана и выше) до 50 г/м³ принято называть сухими, а с большим содержанием – жирными. Все сухие газы легче воздуха.

Горючая часть газов чисто газовых месторождений состоит в основном из метана и небольшого количества этана и более тяжёлых углеводородов. Основным балластом в них является азот,



а содержание аммиака, сероводорода и вредных примесей незначительно. Теплотворная способность газов лежит в пределах 8000...9500 ккал/м³.

Горючая часть газов газоконденсатных месторождений включает в себя до 100...150 г/м³ тяжёлых углеводородов, что позволяет отнести их к категории жирных газов. Теплотворная способность газов лежит в пределах 9000...10 000 ккал/м³.

К газам нефтепромысловых месторождений относятся те, которые извлекаются из газовой шапки газонефтепромысловых месторождений, а также те, которые добываются вместе с нефтью (попутные газы). Попутные газы могут составлять до 500 м³ на тонну поднятой нефти. В попутных газах наряду с лёгкими углеводородами может содержаться до 5...30 % тяжёлых, а также значительная часть азота, двуокиси углерода и даже сероводород. Теплотворная способность газов достигает 14 300 ккал/м³.

Сжиженные углеводородные газы (СУГ) представляют собой смесь углеводородов: пропана, пропилена, бутана, бутилена и небольших количеств этана и этилена, находящихся при относительно небольших давлениях или при пониженных температурах в жидком состоянии, а при нормальных – в газообразном. Их хранят и транспортируют в жидком состоянии, используют – в газообразном. Сырьём для производства сжиженных газов являются попутные нефтяные газы, жирные газы газоконденсатных месторождений и газы переработки нефти.

Для получения сжиженных газов из попутного нефтяного, состоящего из лёгких и тяжёлых углеводородов, на газобензиновых производствах его разделяют на фракции:

- метан, этан (отбензинивание);
- пропан, бутан (сжиженный газ);
- пентан (газовый бензин).

Промышленными способами производства сжиженных газов являются *компрессионный, адсорбционный и абсорбционный*.

Компрессионный способ основан на использовании различия давлений и температур конденсации газов, входящих в попутный нефтяной газ. Упрощенная схема технологической установки показана на рис. 1.1. Принцип работы установки заключается в следую-



щем. Попутный газ поступает в сепаратор 1, где производится его очистка от взвесей нефти, воды и пыли, после чего направляется в компрессор 2 и сжимается до давления 1,7...2 МПа. Из компрессора смесь подаётся в конденсатор (теплообменник) 3, где происходит его охлаждение до температуры, при которой пентан переходит из газообразной фракции в жидкую, и затем удаляется в сепараторе сырого бензина 4. Дальнейшее охлаждение смеси в конденсаторе 5 приводит к тому, что из газообразного в жидкое состояние переходят пропан и бутан, которые отделяются в сепараторе 6 от оставшихся отбензиненных газов (метана и этана).

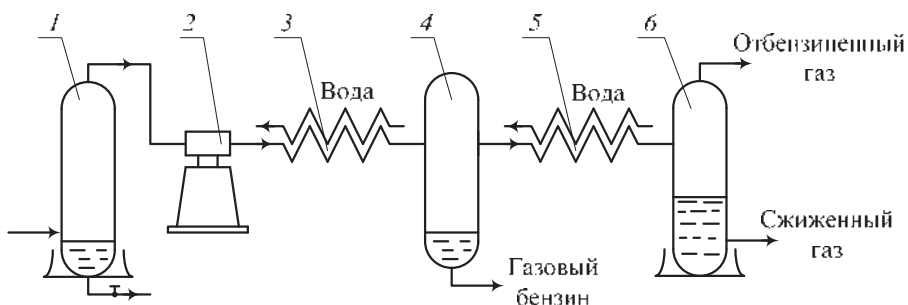


Рис. 1.1

В реальных условиях попутный газ содержит и другие примеси. Поэтому для получения сжиженных газов применяют более сложные комплексы; один из вариантов по сжижению природного газа производительностью от 5 до 250 т СПГ в сутки показан на рис. 1.2.

Адсорбционный способ основан на способности некоторых пористых веществ удерживать (избирательно) в микропорах тяжёлые углеводороды, которые впоследствии извлекаются при увлажнении с нагреванием. Упрощённая схема адсорбционной установки представлена на рис. 1.3.

Принцип работы установки заключается в следующем. Очищенный от примесей попутный газ подаётся снизу в заполненный активированным углём адсорбер 1. Тяжёлые углеводороды заполняют его поры, а лёгкие (метан и этан) поднимаются в верхнюю часть адсорбера, откуда выводятся в газопровод отбензиненного газа.

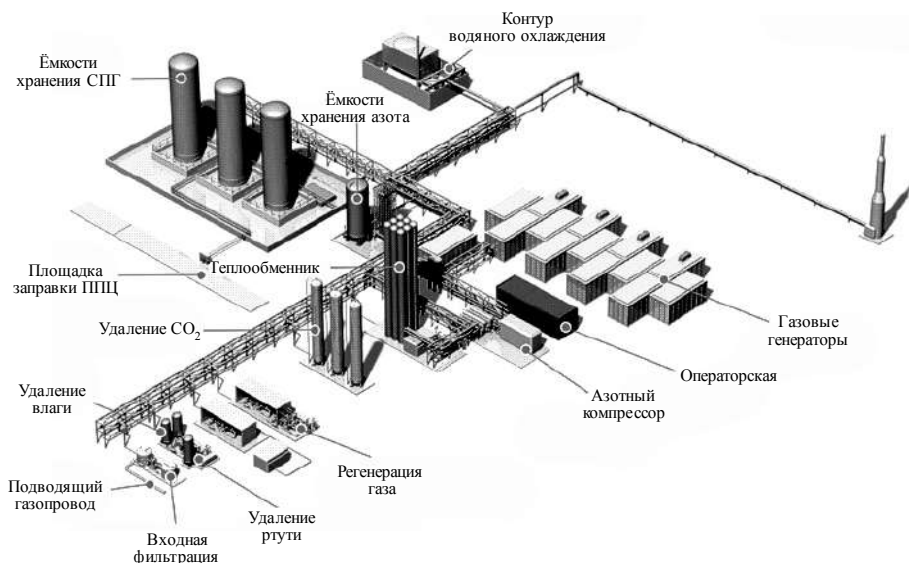


Рис. 1.2

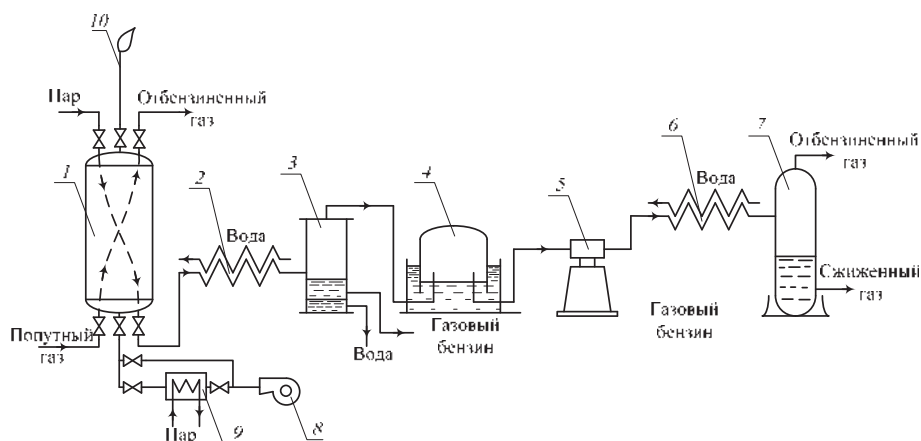


Рис. 1.3

После заполнения пор активированного угля тяжёлыми углеводородами в верхнюю часть адсорбера подаётся водяной пар, который, нагревая и увлажняя уголь, способствует переходу из жидкой в паровую фракцию и выносу через нижнюю часть адсорбера в конденсатор 2, где происходит конденсация смеси паров, поступающих далее в сепаратор 3. В нижней части сепаратора скапливается



вода, а над ней – более лёгкий конденсат пентана. Вода сбрасывается в канализацию, а пентан откачивается в ёмкость для сырого бензина. Пары пропана и бутана из верхней части сепаратора поступают под купол газгольдера 4, откуда – в компрессор 5. Сжатые компрессором до давления 1,7...2 МПа, они направляются в конденсатор 6, откуда после охлаждения и конденсации – в сепаратор сжиженного газа 7. По мере его наполнения производится откачка сжиженного газа в сборные ёмкости.

Для восстановления адсорбционных свойств активированного угля его регулярно просушивают и охлаждают, для чего в установке предусмотрен дутьевой вентилятор 8. Сушку тёплым воздухом осуществляют продувкой его через калорифер 9, а охлаждение – подачей его по обводному трубопроводу, минуя калорифер.

Наличие в технологическом цикле работы адсорбера трёх фаз – адсорбции, десорбции и регенерации адсорбента – приводит к необходимости использовать в установке три адсорбера с целью реализации бесперебойного процесса получения выходных продуктов.

Кроме того, в качестве адсорбентов используют активированную окись алюминия, боксит, силикагель и др.

Адсорбционный (маслопоглотительный) способ основан на свойстве некоторых масел (например, соляровое) в холодном состоянии избирательно растворять в себе (абсорбировать) тяжёлые углеводороды, выделяя их при последующем нагревании.

Упрощенная структурная схема установки для разделения углеводородов с помощью масляной абсорбции показана на рис. 1.4.

Очищенный попутный нефтяной газ подаётся в нижнюю часть абсорбера 1, представляющего собой цилиндрическую колонну с тарельчатыми насадками, в которой снизу вверх поднимается газ, а сверху вниз сливается масло. Конструкция тарелок такова, что обеспечивается максимально возможная доступность растворения тяжёлых углеводородов в масле. Лёгкие же углеводороды (метан и этан) поднимаются вверх и направляются в трубопровод отбензиненного газа. Скапливающееся в нижней части абсорбера масло с растворёнными в нём тяжёлыми углеводородами поступает в подогреватель 2, а затем – в десорбер 3, где углеводороды переходят в газообразное состояние. Скапливающиеся в верхней части десорбера газы подаются в компрессор 4, сжимающий их до давления



1,7...2 МПа, откуда они, охлаждённые в конденсаторе 5, направляются в сепаратор 6. В сепараторе 6 происходит разделение жидкой (пентан) и газообразной (пропан, бутан) фракций смеси: газы из верхней части сепаратора направляются в конденсатор 7, откуда далее в сепаратор 8, а сырой бензин (пентан) – в трубопровод сырого бензина. Из нижней части сепаратора 8 сжиженные газы направляются в сборные ёмкости.

Освободившееся от тяжёлых углеводородов нагретое масло из нижней части десорбера 3 насосом 9 перекачивается через холодильник 10 в верхнюю часть абсорбера 1.

Из жидких поглотителей влаги используются также диэтиленгликоль ($C_4H_{10}O_3$) и триэтиленгликоль ($C_6H_{14}O_2$). Применением этиленгликолей достигается понижение температуры точки росы на 25...45 °С.

Из рассмотренных методов в газобензиновом производстве наиболее распространен способ масляной абсорбции, как наиболее простой, производительный и отличающийся высоким процентом извлечения тяжёлых углеводородов из газовой смеси.

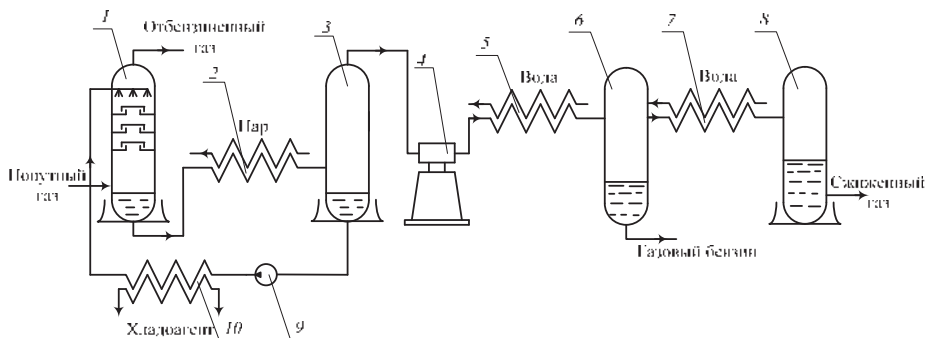


Рис. 1.4

Основную часть горючих газов составляют **углеводороды предельного ряда**: метан, этан, пропан, бутан и т. д. Химическая формула их имеет вид C_nH_{2n+2} . Формула первого из них – CH_4 , второго – C_2H_6 , третьего – C_3H_8 и т. д.

Предельные углеводороды характеризуются высокой теплотворной способностью, бесцветны, не имеют запаха, высокомолекулярные углеводороды обладают при больших концентрациях наркотическим действием. При концентрации в воздухе свыше



10 % вызывают удушье, наступающее вследствие снижения доли кислорода.

С увеличением молекулярной массы углеводородов возрастает их теплотворность.

Непредельные углеводороды в больших количествах входят в искусственные газы. Их химическая формула имеет вид C_nH_{2n} . Первые три газа – этилен (C_2H_4), пропилен (C_3H_6), бутилен (C_4H_8). По свойствам они сходны с предельными углеводородами.

Водород (H_2) присутствует во всех искусственных газах. Горючий газ без цвета, запаха и вкуса, не токсичен, обладает высокой теплотворной способностью.

Оксись углерода (CO) – горючий газ без цвета, запаха и вкуса, тяжелее воздуха, очень токсичен; в искусственных газах содержится в больших количествах, является продуктом неполного сгорания топлива.

Углекислый газ (CO_2) – инертный газ без цвета и запаха, со слабым кисловатым вкусом, тяжелее воздуха, не токсичен, но при большой концентрации в воздухе вызывает удушье, наступающее вследствие снижения доли кислорода.

Азот (N_2) – газ без цвета, запаха и вкуса, не горит и не поддерживает горения, но при высоких температурах образует окислы, отличающиеся токсичностью.

Кислород (O_2) – газ без цвета, запаха и вкуса, не горит, но поддерживает горение; содержится в небольших количествах в искусственных газах; в присутствии влаги способствует возникновению коррозии элементов трубопроводов.

Сероводород (H_2S) – бесцветный горючий газ с характерным запахом тухлых яиц; может содержаться в искусственных и плохо очищенных природных газах. Сероводород и продукт его сгорания сернистый газ (SO_2) очень токсичны и разрушают металлы, образуя с железом пиррофорные соединения, способные самовоспламеняться на воздухе.

Аммиак (NH_3) – бесцветный газ с резким запахом нашатырного спирта, вредная токсичная примесь некоторых искусственных газов.

Цианистые соединения, в первую очередь синильная кислота (HCN), могут образовываться в коксовых газах в результате взаимодействия углерода топлива с аммиаком. При нормальных усло-



виях синильная кислота – бесцветная лёгкая высокотоксичная жидкость с выраженными коррозионными свойствами.

Пары воды могут содержаться в недостаточно осушенных газах. При высоких давлениях с тяжёлыми углеводородами образуют кристаллогидратные соединения, внешне напоминающие снег или частицы льда, способствующие закупориванию трубопроводов, а также корродированию.

Нафталин, смолы и пыль осаждаются на внутренней поверхности трубопроводов и арматуры, сужая внутренний диаметр.

1.2. ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ ГАЗА

Основными параметрами, определяющими состояние газа, являются **давление (p)**, **температура (t)** и **плотность (ρ)** или **удельный объём (v)**.

Давление газа p обусловлено суммой сил ударов беспорядочно движущихся молекул газа о стенки занятого им сосуда и численно равно величине нормальной составляющей силы F , приходящейся на единицу площади s стенки: $p = F/s$.

Единицей измерения давления является паскаль (Па) (1 Н/м^2). В практике газоснабжения нередко пользуются внесистемными единицами: килограмм-сила на квадратный сантиметр (кгс/см^2); миллиметр водяного столба (мм вод. ст.), миллиметр ртутного столба (мм рт. ст.).

Соотношение между этими единицами следующее: $1 \text{ кгс/см}^2 = 10\,000 \text{ кгс/м}^2 = 10\,000 \text{ мм вод. ст.} = 735,56 \text{ мм рт. ст.} = 98066,5 \text{ Па}$.

Давление воздуха (*атмосферное или барометрическое*) на уровне моря при температуре 0°C составляет 760 мм рт. ст.

Давление, отсчитываемое от нуля, называется абсолютным ($p_{\text{абс}}$), а давление, превышающее атмосферное (барометрическое), – избыточным ($p_{\text{изб}}$): $p_{\text{абс}} = p_{\text{бар}} + p_{\text{изб}}$.

Манометры показывают избыточное давление.

Абсолютная температура T , К (система СИ) характеризует степень нагретости тела. При абсолютном нуле ($273,15^\circ\text{C}$) этой шкалы (0 К) прекращается тепловое движение молекул вещества. По Цельсию нулю градусов соответствует температура плавления льда, а 100°C – температура кипения воды при нормальном давлении.



На практике в повседневной жизни в различных странах используют другие шкалы:

- Цельсия, которая связана со шкалой Кельвина соотношением

$$T \text{ К} = t \text{ }^{\circ}\text{C} + 273,15;$$

- Фаренгейта, которая связана со шкалой Цельсия соотношением

$$t \text{ }^{\circ}\text{F} = 32 + (9/5)t \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Плотность – количество массы вещества (m) в единице объема V : $\rho = m/V$.

Удельный объём v – объём единицы массы вещества: $v = 1/\rho$.

Критические параметры характеризуют такое состояние газа, при котором плотность жидкой и паровой фазы газа одинакова. Сжатием или охлаждением до определённой температуры газ может быть переведён в жидкое состояние, однако для каждого газа существует определённая *критическая температура*, выше которой газ не переходит в жидкое состояние при любом давлении. Давление, необходимое для сжижения газа при критической температуре, называется *критическим*. Чем ниже температура газа, тем ниже величина давления, при котором он переходит в газообразное состояние. Объём газа, занимаемый им при критической температуре и критическом давлении, называется *критическим объёмом*. Некоторые теплофизические свойства газов приведены в табл. 1.1.

Отношение фактических параметров газа p и V к критическим $p_{\text{кр}}$, $T_{\text{кр}}$ и $V_{\text{кр}}$ называется приведёнными параметрами состояния газа:

$$p_{\text{пр}} = p / p_{\text{кр}}, \quad T_{\text{пр}} = T / T_{\text{кр}} \quad \text{и} \quad V_{\text{пр}} = V / V_{\text{кр}}. \quad (1.1)$$

Молекулярная масса M – сумма атомных масс элементов, входящих в состав молекулы [г, кг].

Газовая постоянная R – работа 1 кг газа при нагревании его на 1° при постоянном давлении [Дж/кг · К].

Удельный вес γ – сила тяжести единицы объёма вещества:

$$\gamma = G/V = \rho g.$$



Таблица 1.1

Газ	Молекулярная масса, кг	Плотность при 0 °С и 760 мм рт. ст., кг/м ³	Удельная газовая постоянная, кгс · м/(кг · °С)	Критические параметры		
				Температура $T_{кр}$, °С	Абсолютное давление $p_{кр}$, кгс/см ²	Плотность $\rho_{кр}$, кг/м ³
Азот	28,02	1,25	30,30	–147,1	34,6	311
Ацетилен	26,04	1,17	32,59	35,7	61,6	231
Водород	2,02	0,09	420,60	–239,9	12,8	31
Воздух (сухой)	28,96	1,29	29,27	–140,7	37,2	320...350
Двуокись углерода	44,00	1,98	19,30	31,1	75,4	460
Кислород	32,00	1,43	26,50	–118,8	51,4	430
Окись углерода	28,01	1,25	30,29	–139,0	35,0	311
Сероводород	34,08	1,54	24,90	100,4	188,9	–
Метан	16,04	0,72	52,90	–82,1	45,8	162
Этан	30,07	1,36	28,21	32,3	48,2	210
Пропан	44,09	2,02	19,25	95,7	43,4	226
Бутан	58,12	2,70	14,59	152,8	35,7	225
Пентан	72,15	3,22	11,70	197,2	33,0	232

Вязкостью называется сила сопротивления скольжению или сдвигу F , возникающая при перемещении двух смежных слоёв газа, пропорциональная изменению скорости вдоль оси, нормальной к потоку газа: $F = \xi(dv/dy)$, где ξ – коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом динамической (абсолютной) вязкости [$\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$].

Коэффициент кинематической вязкости [$\text{м}^2/\text{с}$]: $\nu = \xi/\rho$.

Теплотой сгорания газа называется количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 м³ или 1 кг газа. Различают *низшую теплоту сгорания*, не включающую в себя теплоту, которая



выделяется при конденсации водяных паров из продуктов сгорания, и *высшую теплоту сгорания*, которая учитывает эту теплоту. За единицу измерения тепловой энергии принята калория, соответствующая количеству теплоты, требуемой для нагревания 1 г чистой воды на 1 °С в интервале температур от 19,5 до 20,5 °С при атмосферном давлении 760 мм рт. ст. (1 кал = 4,1868 Дж). Теплота сгорания некоторых газов приведена в табл. 1.2. По известному составу газового топлива низшую и высшую теплоту сгорания сухого газа определяют по формулам:

$$Q_H = 25,8H_2 + 30,2CO + 85,5CH_4 + 152C_2H_6 + \\ + 218C_3H_8 + 283C_4H_{10} + 349C_5H_{12} + 56H_2S;$$

$$Q_B = 30,5H_2 + 30,2CO + 95CH_4 + 166,4C_2H_6 + \\ + 237C_3H_8 + 307C_4H_{10} + 377C_5H_{12} + 61H_2S,$$

где каждый из газов подставляется в процентном отношении от объема смеси.

Т а б л и ц а 1.2

Газ	Теплота сгорания, ккал/м ³	
	низшая	высшая
Ацетилен	13 386	13 855
Водород	2576	3045
Оксид углерода	3016	3016
Сероводород	5660	6140
Метан	8558	9496
Этан	15 230	16 640
Пропан	21 800	23 680
Бутан	28 345	30 690
Пентан	34 900	37 715



Окончание табл. 1.2

Газ	Теплота сгорания, ккал/м ³	
	низшая	высшая
Природный	8500	9500
Сжиженный	22 000	24 000
Коксовый	4300	4700
Доменный	940	1000
Сланцевый газ	3200	3600

Удельная теплоёмкость – количество теплоты, необходимое для нагревания единицы массы или объёма вещества на 1 °С, размерность удельной теплоёмкости [Дж/(кг · °К) или Дж/(м³ · °К)]. Если поглощение теплоты газом происходит при постоянном объёме, то удельная теплоёмкость обозначается c_v , если при постоянном давлении, то – c_p .

Отношение удельных теплоёмкостей называется показателем адиабаты: $k = c_p / c_v$.

Для двухатомных газов (азот, воздух, кислород) показатель адиабаты равен 1,4, а для трёх- и многоатомных газов – 1,29...1,3.

Влажность газа, или влагосодержание, характеризуется наличием в нём паров воды. Различают *абсолютную влажность* (количество воды в единице объёма) и *относительную влажность* (процентное отношение фактического количества водяного пара $G_{\text{п}}$ в газе к максимально возможному содержанию при данной температуре и давлении): $\varphi = (G_{\text{п}} / G_{\text{н}})100$.

Под упругостью насыщенных паров жидкости понимается давление, при котором жидкость и её пары находятся в равновесии при данной температуре. Как видно из табл. 1.3, с повышением температуры упругость водяных паров возрастает.



Таблица 1.3

Температура, °С	Упругость водяных паров, мм рт. ст.	Содержание водяных паров, г/м ³	Температура, °С	Упругость водяных паров, мм рт. ст.	Содержание водяных паров, г/м ³
–25	0,47	0,55	5	6,54	6,84
–20	0,77	0,88	10	9,21	9,4
–15	1,24	1,38	15	12,79	12,8
–10	1,95	2,14	20	17,54	17,3
–5	3,01	3,24	25	23,76	23,0
0	4,58	4,84	30	31,82	30,3

При охлаждении не насыщенного парами воды газа относительная его влажность повышается и при некоторой температуре он насыщается, а дальнейшее охлаждение приводит к конденсации водяных паров.

1.3. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ИДЕАЛЬНЫХ И РЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ И ИХ СМЕСЕЙ

При положительных температурах и небольших давлениях (до 0,8...1,0 МПа) изменения параметров состояния всех газов происходят в соответствии с законами идеальных газов, т. е. таких, в которых силами межмолекулярного притяжения и общим объёмом молекул можно пренебречь.

Закон Бойля–Мариотта устанавливает зависимость между давлением и объёмом данной массы газа при постоянной температуре: $p_1 / p_2 = V_1 / V_2$, или $p_1 V_1 = p_2 V_2 = \text{const}$, т. е. при неизменной температуре произведение давления газа на его объём есть величина постоянная.

Закон Гей-Люссака устанавливает зависимость объёма газа от его температуры при постоянном давлении: $V_t = V_0(1 + \alpha t)$.



Закон Шарля устанавливает зависимость давления газа от его температуры при неизменном объёме: $p_t = p_0(1 + \beta t)$.

В последних уравнениях V_0 и V_t – объёмы газа при 0°C и $t^\circ\text{C}$; p_0 , p_t – абсолютные давления газа при 0°C и $t^\circ\text{C}$; α – термический коэффициент объёмного расширения газа; β – термический коэффициент изменения давления газа. Численное значение безразмерных коэффициентов α и β одинаково: $\alpha = \beta = 1/273,15 = 0,0366$. Подставляя α и β в уравнения и заменяя температуру в Международной практической шкале на абсолютную, получаем зависимости $V_1/V_2 = T_1/T_2$ и $p_1/p_2 = T_1/T_2$, т. е. при постоянстве давления объём газа прямо пропорционален его абсолютной температуре, а при постоянстве объёма давление газа прямо пропорционально его абсолютной температуре.

Закон Авогадро устанавливает, что равные объёмы разных газов при одинаковых температуре и давлении содержат равное число молекул. Для одной грамм-молекулы это число составляет $6,06 \cdot 10^{23}$ и называется числом Авогадро. При нормальных условиях объёмы одной грамм-молекулы различных газов одинаковы. Объём одной килограмм-молекулы газа, часто называемый киломолем, равен 22,4 л. Зная молекулярную массу газа, можно определить его плотность по формуле $\rho = M/22,4$.

Уравнение состояния идеального газа объединяет законы Бойля–Мариотта и Гей–Люссака и связывает между собой основные параметры газа: давление, температуру и удельный объём. Для 1 кг газа это уравнение выведено Клапейроном в следующем виде: $p\nu = RT$, или $p\nu/T = R$, где p – давление газа; ν – удельный объём газа; T – абсолютная температура, К; R – газовая постоянная.

Изложенные газовые законы в полной мере справедливы лишь для идеального газа. Поведение же реальных газов несколько отклоняется от этих законов, причём отклонения тем больше, чем выше давление газов и ниже их температура. Коэффициент, учитывающий эти отклонения, называют коэффициентом сжимаемости и обозначают буквой Z . С учётом коэффициента последнее уравнение приобретает вид $p\nu = ZRT$.

При давлениях до 0,8...1,0 МПа отклонения от законов газового состояния невелики и практически могут не приниматься во внимание. При более высоких давлениях, например при транспор-



тировке газа по магистральным газопроводам, коэффициент сжимаемости газа необходимо учитывать.

Рассчитав по формулам (1.1) приведенные параметры состояния природного газа, можно определить коэффициент сжимаемости по номограмме на рис. 1.5.

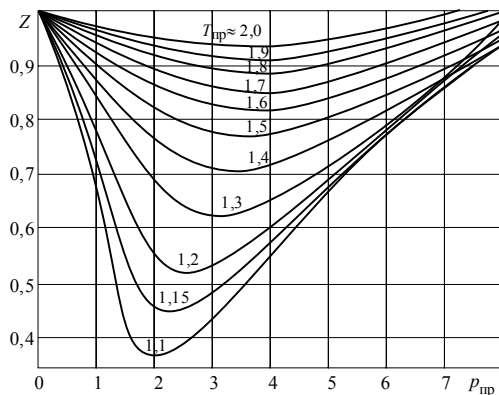


Рис. 1.5

Физико-химические свойства сжиженных углеводородных газов, используемых в качестве источника тепловой энергии, определяются следующими основными характеристиками:

- критической температурой и критическим давлением;
- упругостью насыщенных паров;
- удельным объёмом и плотностью жидкой и паровой фазы;
- теплоёмкостью жидкой и паровой фазы;
- скрытой теплотой испарения жидкой фазы;
- низшей и высшей теплотой сгорания;
- расходом воздуха для сжигания 1 м³ газообразной фазы;
- пределом взрываемости смеси газообразной фазы с воздухом.

При использовании сжиженных углеводородных газов приходится иметь дело с двухфазной системой жидкость–пар, если есть свободная поверхность жидкости данного вещества в замкнутом пространстве. При этом в общем случае происходит либо конденсация пара, либо испарение жидкости. В условиях равновесия нет ни конденсации, ни испарения. Давление, при котором жидкость находится в равновесном состоянии с паром, как указывалось



ранее, называется упругостью насыщенных паров. Определённой температуре соответствует определённая упругость насыщенных паров и, наоборот, заданной упругости насыщенных паров отвечает заданная температура. Если поддерживать постоянную температуру и сжимать пар, находящийся над жидкостью, то будет происходить конденсация пара. Напротив, если увеличивать объём, занимаемый паром, то продолжится испарение жидкости. Каждой жидкости при определённой температуре соответствует определённая упругость паров, возрастающая с ростом температуры.

Все основные характеристики пропана и н-бутана: плотность, удельный объём, энтальпия жидкости, насыщенного и перегретого пара в зависимости от температуры, скрытая теплота испарения, количество пара в жидкости и другие – могут быть легко и с достаточной точностью найдены по диаграмме состояния вещества. Схема построения диаграмм в координатах «энтальпия–давление» показана на рис. 1.6.

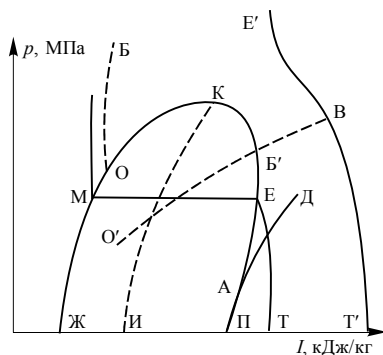


Рис. 1.6

На схеме диаграмм состояния показаны разграничительные линии: ЖКП – пограничная кривая; ЖК – характеризует состояние жидкости; КП – характеризует состояние насыщенного пара; К – критическая точка; КИ – линия постоянной сухости пара, кг/кг; ОБ – удельный объём в области жидкости; О'Б'В – удельный объём в области пара; ТЕМП – линия постоянной температуры в докритической зоне (в двухфазной системе – при постоянном давлении, соответствующем упругости насыщенных паров); ТЕ – линия постоянной температуры в сверхкритической зоне; АД – линия постоянной энтропии. При проектировании и эксплуатации установок,



потребляющих сжиженный газ, необходимо знать взаимосвязь различных параметров газа. С допустимой для практики точностью это можно сделать по диаграммам состояния (рис. 1.7 и 1.8). По ним можно определить: упругость паров при заданной температуре, давление перегретых паров (газовой фазы) при данных условиях, удельный объём и плотность жидкой, паровой и газовой фаз, их теплосодержание (энтальпию), теплоту парообразования, степень сухости и влажности паров, работу сжатия компрессором и повышение температуры при сжатии, эффект охлаждения жидкости и газа при снижении давления (дресселировании), теплоёмкость при постоянном давлении и постоянном объёме, скорость истечения газа из сопел газогорелочных устройств.

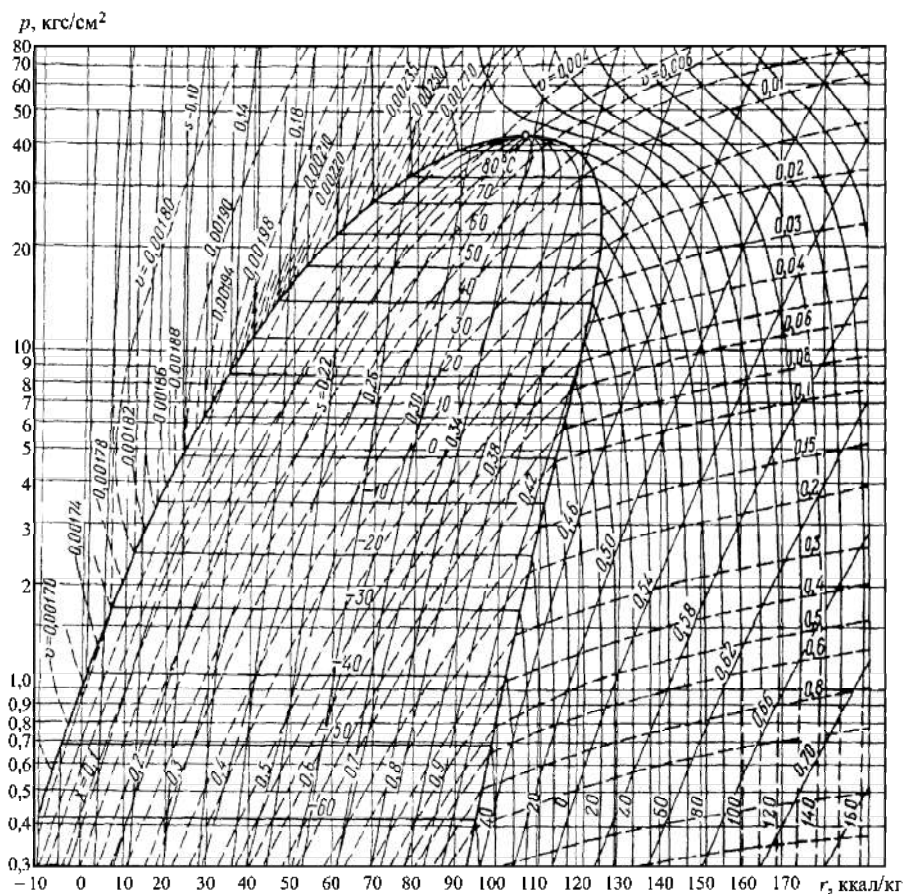


Рис. 1.7

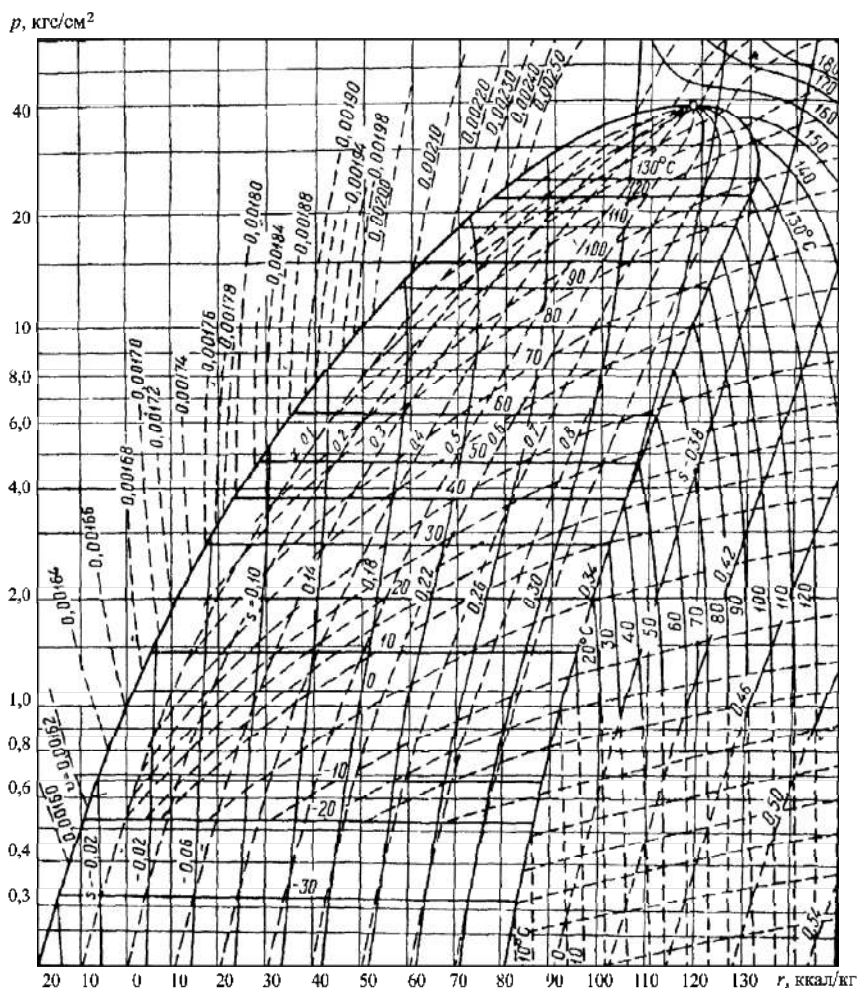


Рис. 1.8

Диаграмму состояния строят на полулогарифмической сетке из горизонтальных линий постоянного абсолютного давления (изобар) и вертикальных линий постоянного теплосодержания (изоэнтальп). Жирной линией, делящей диаграмму на три части (рис. 1.7 и 1.8), выделена пограничная кривая, в вершине которой находится точка, характеризующая критические параметры состояния газа. Зона над левой ветвью пограничной кривой характеризует жидкую фазу, над правой – газовую фазу, а зона между ветвями – парожидкостную смесь газа.



Линии постоянных температур (изотермы) обозначены цифрами -30 , -20 , -10 , 0 °C и другими, причём изотерма, проходящая через точку критического состояния, соответствует критической температуре, выше которой газ никаким давлением не может быть превращён в жидкость.

Линии постоянных удельных объёмов жидкости, насыщенного и перегретого пара (изохоры) обозначены буквой v , а буквой x – линии постоянной сухости пара. Линии постоянной энтропии (адиабаты), обозначенные буквой s , характеризуют тепловую энергию газа. При расчёте процессов на диаграмму наносятся вспомогательные линии.

Глава 2

ГАЗОВЫЕ ПРОМЫСЛЫ И ТРАНСПОРТИРОВКА ГАЗА

Проекция газового месторождения на поверхности Земли представляет собой довольно обширную территорию, и поэтому извлечение газа, как правило, осуществляется посредством большого количества скважин. Поскольку газ, как указывалось выше, содержит разнообразные примеси, перед его транспортировкой необходимо выполнить определённые подготовительные операции. Так как производительность одной скважины (дебет) мала, то подготовку добытого газа к транспортировке осуществляют после сбора его с нескольких скважин – куста.

Газ к потребителю транспортируют в сжиженном и газообразном состоянии.

Сжиженные углеводородные газы, представляющие собой смесь углеводородов (пропана, бутана, изобутана), отличаются тем, что при сравнительно небольшой температуре их можно транспортировать и хранить в жидком виде. Сжиженный газ занимает примерно 1/250 своего первоначального объёма в газообразном состоянии, что создаёт предпосылки для поставки его потребителям всеми видами транспорта, включая трубопроводный. Поскольку сжиженные газы обладают свойством из жидкой фазы снова превращаться в газ при нормальном давлении, что соответствует условиям их применения в качестве сырья (в химической промышленности) или топлива при сжигании (в быту, промышленности и автотранспорте), широко практикуется доставка сжиженных газов в баллонах и съёмных ёмкостях, транспортируемых различными видами транспорта: железнодорожным, водным, автомобильным и отчасти авиа-



ционными. На месте доставки ёмкости и баллоны подключают к разводящим газовым сетям.

Сжиженные углеводородные газы транспортируются по **железным дорогам** в специальных цистернах и вагонах, гружённых баллонами. Железнодорожные цистерны специальной конструкции различают по ёмкости и назначению. Для перевозки пропана используют в основном цистерны объёмом 54 м^3 , для бутана – цистерны объёмом 60 м^3 , а для сжиженных газов – цистерны объёмом 98 м^3 .

По своему устройству железнодорожная цистерна представляет собой сварной цилиндрический резервуар со сферическими днищами, расположенный на четырехосной железнодорожной платформе (тележке). На рис. 2.1 показана железнодорожная цистерна для перевозки сжиженного пропана (1 – четырёхосная платформа; 2 – цистерна; 3 – предохранительный клапан; 4 – площадка обслуживания; 5 – фиксаторы; 6 – трап; 7 – патрубок для установки манометра).

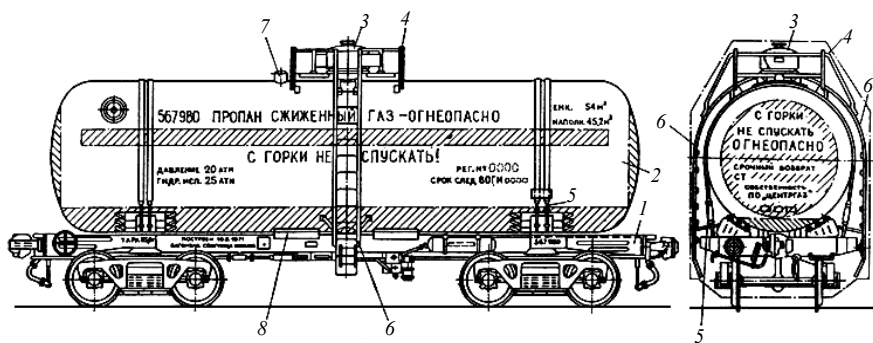


Рис. 2.1

Доставка сжиженных газов в баллонах, транспортируемых по железной дороге, осуществляется в крытых вагонах. Такой способ перевозки вместо автомобильного применяется в тех случаях, когда потребитель находится на значительном удалении от кустовых баз и газонаполнительных станций сжиженного газа или в стороне от автомобильных дорог, что характерно для некоторых северных районов. Баллоны в основном имеют объём 50 л и загружаются в количестве 360 шт. в один четырёхосный крытый вагон грузоподъёмностью 60 т.



Сжиженные газы по водным магистралям перевозятся как морским, так и речным транспортом. Наиболее широкое развитие имеет морской транспорт, обеспечивающий доставку сжиженного газа потребителям как внутри страны, так и за её пределами. Морским транспортом в основном доставляются сжиженные углеводородные (СУГ) и лишь частично сжиженные природные газы (СПГ), которые могут находиться в сжиженном состоянии лишь при глубоком охлаждении (до $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$). Основной объём морских перевозок осуществляется в морских судах – танкерах (газовозах), оборудованных специальными резервуарами для хранения. В зависимости от типа резервуаров, устанавливаемых на газовозах, различают следующие типы транспортных судов:

- танкеры с резервуарами под давлением 1,6 МПа, рассчитанные на максимальную упругость паров продукта (для пропана);
- танкеры с теплоизолированными резервуарами под пониженным давлением (полуизотермические), предназначенные для транспортировки сжиженного газа при промежуточном охлаждении от -5 до $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- танкеры с теплоизолированными резервуарами под низким давлением (изотермические) для транспортировки сжиженного газа при давлении, близком к атмосферному и низкой отрицательной температуре ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ для пропана, $-103\text{ }^{\circ}\text{C}$ для этилена и $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ для сжиженного природного газа метана).

Газ под давлением и в полуизотермическом состоянии перевозят в танкерах вместимостью до 2000 м^3 , при этом используют цилиндрические вертикальные, горизонтальные и сферические резервуары. Вертикальные резервуары применяют в основном для перевозки сжиженного газа под давлением 1,6 МПа (рис. 2.2).

Горизонтальные цилиндрические и сферические резервуары используют при полуизотермическом способе перевозки.

Изотермические танкеры отличаются большой вместимостью (до $10\,000\text{ м}^3$) и подачей при сливе-наливе более чем $500\ldots 1000\text{ т/ч}$. Применяют их и при значительных грузооборотах. Поскольку в этих танкерах сжиженный газ перевозится под давлением, близким к атмосферному, грузовые резервуары выполняются прямоугольной формы в виде танков, которые хорошо вписываются в контур судна.

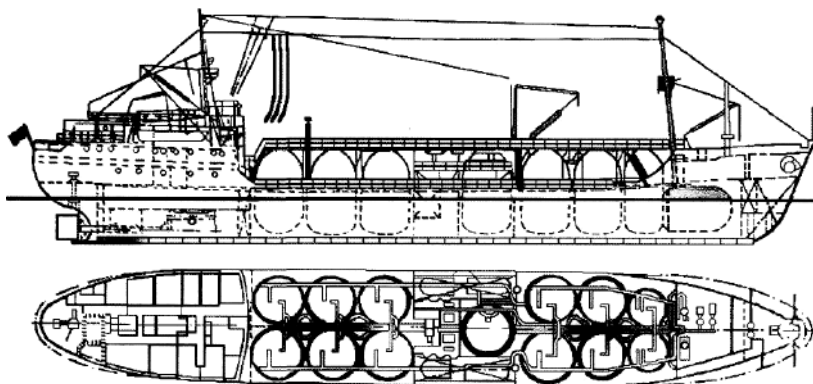


Рис. 2.2

Автомобильным транспортом перевозят сжиженные газы в автоцистернах, баллонах и «скользящих» резервуарах.

Автоцистерны по назначению и конструкции подразделяются на транспортные и раздаточные. Транспортные цистерны используют для перевозки сжиженного газа с заводов-поставщиков до кустовых баз, а также от последних до крупных потребителей со сливом газа в резервуары. Раздаточные автоцистерны предназначены для доставки сжиженного газа потребителю с розливом в баллоны и снабжены для этой цели комплектом раздаточного оборудования, насосом, раздаточной рамкой и трубами. Цистерны, изготавливаемые в виде цилиндрических сосудов со штампованными днищами, монтируют на шасси автомобилей, автоприцепов и полуприцепов. Объём цистерн в зависимости от типа составляет $4 \dots 15 \text{ м}^3$.

На рис. 2.3 показана конструкция автомобильной цистерны-полуприцепа с полезным объёмом 15 м^3 , смонтированная на базе автотягача «Урал-377С» и включающая в себя: 1 – резервуар; 2 – вентиляционный люк; 3 – приборы; 4 – клапан предохранительный; 5 – опору; 6 – люк-лаз; 7 – автотягач; 8 – трубы (кожухи) для шлангов; 9 – электронасос; 10 – опорные катки; 11 – огнетушители; 12 – установку заземления цистерны. Цистерна наполняется по смонтированной на автомобиле обвязке. Трубопровод снабжён предохранительной арматурой и включает, кроме того, вентиль для сброса давления, запорный вентиль и обратный пружинный клапан, который автоматически закрывается при обрыве шланга, разрыве трубы или иных аварийных случаях.

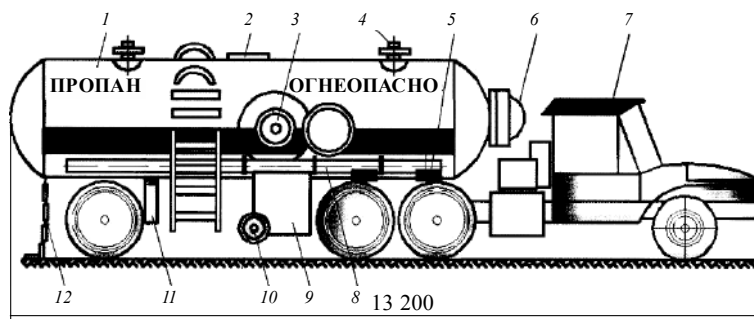


Рис. 2.3

Жидкая фаза сливается по трубопроводу, размещённому также под цистерной, и включает в себя всасывающую и напорную линии трубопроводов. Напорная линия имеет линию слива и обводную. На всасывающей линии устанавливаются фильтр и запорный вентиль, на обводной – запорный вентиль, скоростной клапан, сбросный вентиль и манометр. На трубопроводе паровой фазы устанавливаются запорный и сбросный вентили. Заполняют цистерны сжиженным газом с помощью электронасоса, установленного на автоцистерне.

Сжиженные газы в баллонах перевозят на обыкновенных бортовых машинах и специальных кассетных автомашинах (баллоновозах), обеспечивающих одновременную перевозку 77 баллонов. Кузова машин оборудуют клетками для установки баллонов объёмом по 50 л, при этом баллоны укладывают в два яруса. В баллоновозе типа «клетка» умещается до 132 баллонов. Кроме того, баллоны транспортируют в прицепах, которые вместе с грузовыми автомобилями образуют автопоезда. Баллоны изготовляют на давление 1,6 МПа (рис. 2.4). Стандартом предусмотрен ряд баллонов объёмом 2,5; 5; 12; 27; 50 и 80 л. Баллоны объёмом свыше 5 л представляют собой цилиндрические сварные сосуды с двумя штампованными днищами эллиптической формы, снабжённые башмаком, горловиной и защитным воротником. У баллонов объёмом 50 и 80 л вместо воротника предусматривается защитный колпак и две ручки. Защитный воротник служит одновременно транспортной ручкой и опорой при установке баллонов в несколько ярусов. В горловины баллонов объёмом 5, 12 и 27 л устанавливают самозакрывающиеся клапаны, а в горловины баллонов объёмом 50 и 80 л – угловые вентили. Габаритные размеры ёмкостей приведены в таблице.

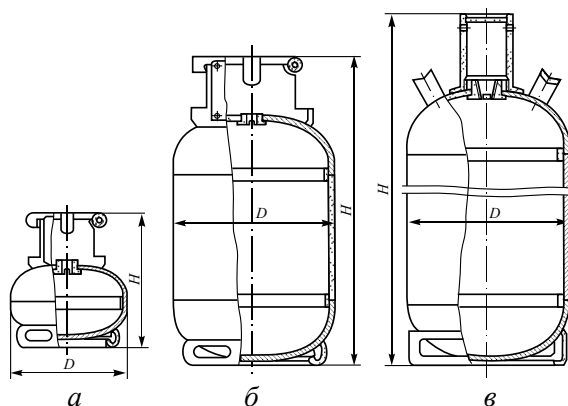


Рис. 2.4

Номер рисунка	а	б	в
Объём баллонов, л	5	12	50
D , мм	222	222	299
H , мм	285	70	1400

Перевозку сжиженного газа в «скользящих» резервуарах применяют для доставки его в места, отдалённые от кустовых баз или от газонаполнительных станций, а также для доставки производственным и коммунально-бытовым хозяйствам. «Скользящими» называют съёмные резервуары объёмом $0,5...3,5 \text{ м}^3$. Наибольшее применение получили резервуары РС-1600 объёмом $1,6 \text{ м}^3$, рассчитанные на давление $1,8 \text{ МПа}$. Резервуар представляет собой сварной цилиндрический сосуд с эллиптическими днищами. Погрузку и разгрузку резервуара обычно производят при помощи автокрана. У потребителя резервуары устанавливают группой или в одиночку. Доставка сжиженного газа в «скользящих» резервуарах на расстояние $100...200 \text{ км}$ обходится на $20...25 \%$ дешевле, чем в баллонах.

При транспортировке СУГ по магистральным трубопроводам газ находится под давлением, превышающим его упругость паров, т. е. в сжиженном состоянии. В этом заключается особенность транспортировки сжиженных газов по магистральным трубопроводам, для которых недопустимо падение давления в сети ниже упругости насыщенных паров (давления насыщения) при данной темпе-



ратуре, во избежание образования паровой фазы, заполняющей «живое» сечение трубопровода. Обычно в трубопроводе поддерживают давление, превышающее давление упругости паров на 0,6...0,7 МПа. При уменьшении этой разницы пропускная способность снижается за счёт образования газовых мешков. К указанному виду транспорта прибегают при доставке газа с завода-поставщика крупным потребителям, например, нефтехимическим предприятиям, где газ используется в основном в качестве сырья.

Протяжённость трубопроводов сжиженного газа обычно невелика – в пределах 100...500 км, так как крупные потребители располагаются относительно близко к нефте- и газоперерабатывающим предприятиям.

По типовой схеме сжиженный газ забирается из резервуаров насосами головной станции и через пункты замера расхода подаётся в магистральный трубопровод, на котором через определённые расстояния сооружены промежуточные перекачивающие станции, оборудование которых аналогично головной станции. Пропан и бутан перекачивают по самостоятельному трубопроводу или вместе с другими светлыми нефтепродуктами (преимущественно с бензином) в целях минимального смешения. При перекачке двух партий нефтепродуктов между ними в качестве буфера закачивают бутан; также поступают и при перекачке двух партий пропана. Учитывая вероятность образования гидратных пробок в трубопроводе из-за влияния влаги и появления незначительных неплотностей, при эксплуатации трубопроводов следят за герметичностью арматуры и за давлением в трубопроводе, которое должно быть не менее 0,8...1,0 МПа. Кроме того, обеспечиваются постоянное применение ингибитора для обезвоживания газа (метанола, из расчёта 2 л на 1 т) и осушка трубопровода перед закачкой продукта.

Большое значение имеет соблюдение относительного постоянства объёма перекачиваемого сжиженного газа, требуемого давления и температурного режима, что обеспечивается соответствующим контролем при помощи контрольно-измерительных приборов. Кроме экономической эффективности трубопроводный транспорт сжиженных газов более удобен в эксплуатации, позволяет вести круглосуточную перекачку и применять средства автоматики, обеспечивающие минимальную трудоёмкость и безопасность системы при минимальных потерях.



Продукция газовых, газоконденсатных и газонефтяных месторождений рассматривается как комплексное сырьё для многих отраслей народного хозяйства. Поскольку природный и нефтяные газы представляют собой широкую фракцию углеводородов, рациональное использование этих продуктов предусматривает их переработку, которая осуществляется на газоперерабатывающих заводах (ГПЗ). Основной продукцией ГПЗ является сухой отбензиненный газ, состоящий в основном из метана, который используется в качестве высокоэффективного топлива, и жидкие продукты – этан, пропан, бутан, пропан-бутановая смесь. В зависимости от условий сбыта и требований потребителя на ГПЗ можно получать и смеси различных компонентов, таких как нестабильный и стабильный газовые бензины, широкая фракция лёгких углеводородов (ШФЛУ). Если перерабатываемый газ содержит редкие и ценные химические элементы, то на ГПЗ должно предусматриваться их извлечение.

Кроме жидких углеводородных смесей, получаемых в процессе переработки нефтяных и природных газов, следует особо рассмотреть конденсат, который добывается вместе с газом из газоконденсатных месторождений. Этот продукт является высокоэффективным аналогом нефти, содержащим значительное количество жидких углеводородов. Фракционный состав конденсата может существенно различаться для различных месторождений. Температура конца кипения большинства конденсатов составляет 420...570 К. Под сырым (нестабильным) конденсатом подразумевается смесь углеводородов, находящихся при давлениях выше давления насыщенных паров компонентов в виде жидкости. Его компоненты при уменьшении давления ниже давления насыщения выделяются в виде газов, и конденсат переходит в двухфазное состояние.

После специальной подготовки, в том числе деметанизации и деэтанзации, можно получить стабильный конденсат, который практически состоит только из жидких углеводородов.

Особенности технологических расчётов трубопроводов для транспортировки нестабильного конденсата и ШФЛУ обусловлены способностью продукта переходить в газообразное состояние. Если в процессе эксплуатации давление в какой-либо точке трубопровода падает ниже давления насыщенных паров, соответствующих данной температуре, то перекачиваемая среда переходит в газообразное состояние. Это приводит к резкому возрастанию гидравли-



ческих сопротивлений, что ухудшает условия перекачки, а в отдельных случаях влечёт за собой и полную её остановку. Минимальное давление в трубопроводе должно быть на 0,5 МПа выше давления насыщения.

В отличие от сжиженного углеводородного газа природный газ, сохраняющий свои свойства **при положительных температурах** и различных давлениях, транспортируется в настоящее время только по магистральным газопроводам и разводящей газовой сети.

Однако **при отрицательных температурах** и давлении примерно 5 МПа технически возможно и экономически эффективно транспортировать сжиженный природный газ (СПГ) теми же транспортными средствами, что и СУГ. Для этого требуется строительство крупных заводов сжижения газа и применение специальных трубных сталей для низкотемпературных жидкостных газопроводов, а также сооружение низкотемпературных хранилищ. Как показывают расчёты, резкое повышение пропускной способности жидкостных газопроводов относительно обычных газопроводов позволяет, например, по трубопроводу диаметром 1420 мм подавать 100 млрд м³ газа при давлении 5 МПа вместо 28...30 млрд м³ при 7,5 МПа, достигая снижения удельной металлоёмкости более чем в 4 раза. В целом такая система оценивается как перспективная по мере освоения низкотемпературных труб и другого оборудования.

По сравнению с трубопроводами СПГ-технологии имеют целый комплекс важных преимуществ.

- Возможность добавки СПГ с любого завода по сжижению на любой регазификационный терминал.
- Возможность технологии СПГ оперативно менять объёмы производства и поставок газа в зависимости от рыночной конъюнктуры.
- СПГ – единственно подходящая технология для трансокеанических перевозок.
- Возможность газификации отдалённых районов без трубопроводов.
- Более высокая чистота продукта.
- Возможность получения СПГ без компрессорного оборудования.



- Увеличение дальности пробега автомобилей.
- Отсутствие сосудов и агрегатов, работающих под высоким давлением.
- Возможность получения СПГ на местах добычи и на ГРС без компрессорного оборудования.
- Низкий удельный показатель массы оборудования, отнесённый к единице перевозимого газа.
- Увеличение полезного коммерческого объёма в транспортных средствах.
- Высокий коэффициент использования заправщиков СПГ за счёт низкого остаточного давления.

2.1. СХЕМА СБОРКИ И ТРАНСПОРТИРОВКИ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Упрощённый вариант схемы, отражающий структуру транспортировки природного газа от промысла до потребителя, приведён на рис. 2.5.

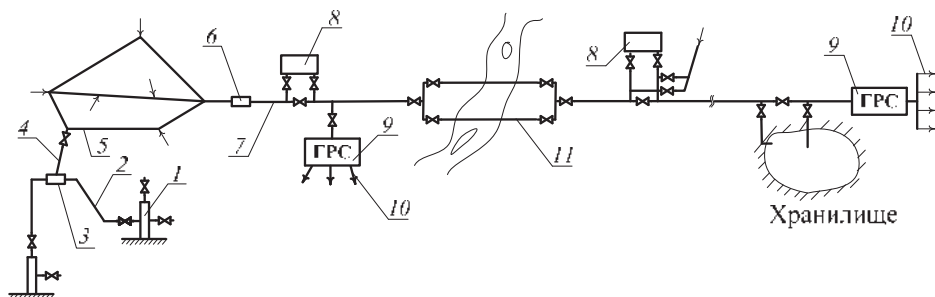


Рис. 2.5

Схема включает в себя: скважины 1, трубопроводы 2 и 4, газосборник 3, промысловый коллектор 5, головное сооружение 6, магистральный газотрубопровод 7, компрессорные станции (КС) 8, газораспределительные станции (ГРС) 9, потребители газа 10.

Принцип работы схемы заключается в следующем. Газ из ближайших скважин 1 промысла поступает по газопроводам 2 в газосборник 3, где производится замер поступившего из каждой скважины газа и грубая очистка от механических примесей и влаги.



Из газосборника газ поступает по трубопроводу 4 в коллектор 5, к которому присоединяются газосборники других скважин. Из коллектора 5 газ подаётся на головное сооружение 6, содержащее устройства подготовки газа к транспортировке по магистральному трубопроводу и головную компрессорную станцию. Технология подготовки газа включает в себя: тщательную очистку от примесей; удаление паров влаги (осушка); одоризацию газа (насыщение веществами с резким запахом).

После подготовки газ подаётся в магистральный трубопровод 7.

Магистральным газопроводом (МГ) называется трубопровод, предназначенный для транспортировки газа, прошедшего подготовку, из района добычи в районы его потребления.

Для преодоления сил сопротивления прохождению газа по трубопроводу, вызванных трением его о стенки и местными сопротивлениями (арматура, изменение трассировки и т. д.), необходимо поддерживать в нём давление на заданном уровне. С этой целью через каждые 100...200 км (в среднем – 120 км) размещаются промежуточные перекачивающие компрессорные станции 8. Оборудуют компрессорные станции газопроводов поршневыми или центробежными компрессорами (нагнетателями) с приводом от поршневых двигателей внутреннего сгорания, газовых турбин и электродвигателей. В последнее время в качестве привода применяются авиационные или судовые турбины. Мощность одного агрегата в настоящее время достигает 25 МВт. Обычно центробежные нагнетатели работают группами по два или три последовательно, и несколько групп могут быть включены на параллельную работу. Подача одного агрегата может достигать 50 млн м³/сут, а давление на выходе станции – 10 МПа. При высоком пластовом давлении в первый период эксплуатации месторождения газопровод может работать без головной компрессорной станции. Когда снижается дебет месторождения, на промысле устанавливают дожимные компрессорные станции.

На всех компрессорных станциях газ очищается в пылеуловителях от механических примесей. Кроме того, на головной станции возможны осушка газа, очистка от сероводорода и углекислого газа и одоризация газа. Компрессорные станции, так же как и насосные, имеют вспомогательные сооружения: котельные, системы водоснабжения, охлаждения, энергоснабжения, канализации и т. д.

На особо ответственных участках трассы трубопровода, обусловленных естественными либо искусственными препятствиями (узлы переходов через железнодорожные ветки, реки, овраги и т. д.), применяются лупинги – параллельные нити газопровода. На схеме в качестве примера показан переход через водную преграду с использованием двухниточного трубопровода 11.

К магистральному газопроводу могут быть подключены ответвления от головных сооружений других близко расположенных промыслов. Подача газа из магистрального газопровода в городские газовые сети 10 осуществляется через газораспределительные станции 9. Для сглаживания неравномерности потребления газа городами и населёнными пунктами вблизи больших городов желательно иметь запас газа в хранилищах.

Очистка газа от механических примесей – капель влаги, конденсата, частиц породы, окалины осуществляется в сепараторах объёмного или циклонного типов, схематичное изображение которых приведено на рис. 2.6 [7].

В сепараторе объёмного типа (рис. 2.6, а) изменяется направление и уменьшается скорость движения газа, подаваемого в колонну через патрубок 3, что приводит к оседанию более тяжёлых по сравнению с ним взвесей. Удаление примесей из нижней части колонны через патрубок 1 происходит под действием давления. Выход очищенного газа происходит через патрубок 2.

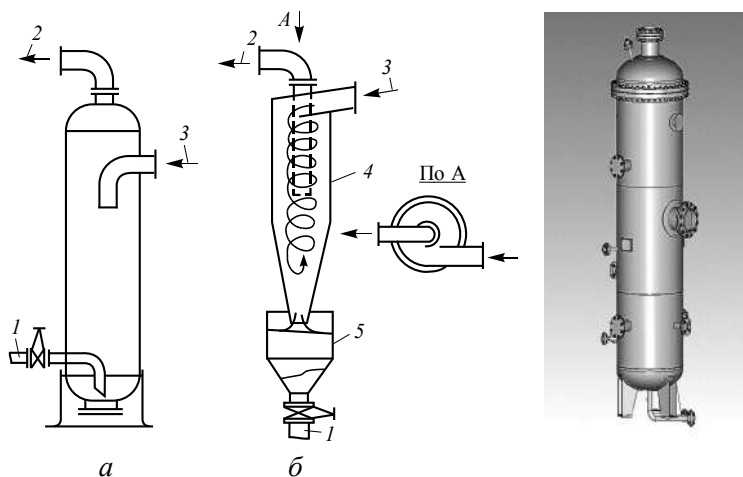


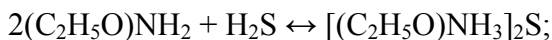
Рис. 2.6



В сепараторе циклонного типа (рис. 2.6, б) газ, поступая через патрубок 3, начинает совершать вращательное движение и направляется вниз по спирали. Взвеси, как более тяжёлые, при этом начинают выпадать в осадок в нижнюю часть колонны 4 конусовидной формы, а оттуда – в бункер 5. Извлечение скопившихся в бункере пыли и жидкости происходит по мере накопления через патрубок 1.

За счёт разрежения в центральной области циклона вращающиеся слои очищенного газа затягиваются внутрь и в виде восходящего потока направляются в патрубок 2.

Очистка газа от сероводорода и углекислого газа может осуществляться с применением как твёрдых, так и жидких поглотителей. Распространена очистка щелочными растворами этаноламинов, которые при взаимодействии с сероводородом и углекислым газом образуют нестойкие соединения. Реакция моноэтаноламина с сероводородом и водного раствора моноэтаноламина с углекислым газом описывается следующими уравнениями:



Обе реакции обратимы, так как при температурах 20...40 °С они идут слева направо с поглощением сероводорода и углекислого газа, а при повышении температуры до 105 °С и более – справа налево, т. е. происходит восстановление моноэтаноламина.

Структурная схема установки по очистке газа этаноламинами показана на рис. 2.7, на котором обозначено: ГН – газ неочищенный; ГО – газ очищенный; ЭСУ – соединение этаноламина с сероводородом и углекислым газом; Э – этаноламин; К – конденсат; СУ – сероводород и углекислый газ.

Принцип действия установки заключается в следующем. Неочищенный газ проходит через абсорбер 1, поднимаясь снизу вверх, контактирует со встречным потоком этаноламина, освобождается от сероводорода и углекислого газа и через верхнюю часть уходит в газопровод очищенного газа. Продукты химического соединения этаноламина с сероводородом и углекислым газом (ЭСУ) насосом прокачиваются через теплообменник 5 в отгонную колонну 6 (десорбер). Оттуда они подаются в теплообменник, где разогреваются до температуры 105 °С и вновь поступают в отгонную колонну, где



происходит разложение соединений до исходных реагентов: этаноламина, сероводорода и углекислого газа.

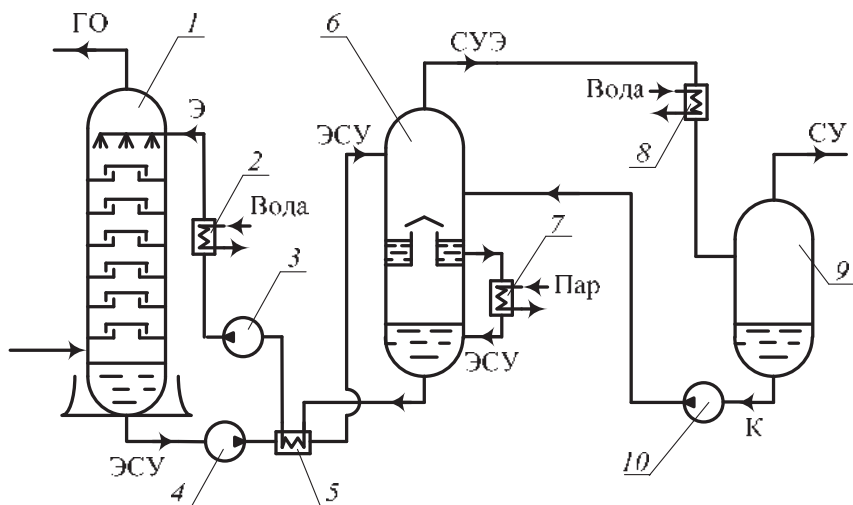


Рис. 2.7

Из нижней части колонны этаноламин насосом 3 прогоняется в абсорбер через теплообменники 5 и 2, в первом из которых он отдаёт часть теплоты ЭСУ, направляемому в отгонную колонну, а во втором теплообменнике – воде, что приводит к его охлаждению до температуры 20...40 °С.

Смесь паров этаноламина с сероводородом и углекислым газом из верхней части отгонной колонны 6 подаётся в конденсатор 8, а затем в сепаратор 9, где происходит отделение газов от конденсата этаноламина, который насосом 10 подаётся в десорбер.

Очистка газа таким способом позволяет снизить содержание сероводорода до уровня, регламентированного нормами (не более 2 г на 100 м³).

Осушка газа перед нагнетанием его в магистральный газопровод необходима, прежде всего, потому, что при определённых температурах и повышенных давлениях, как указывалось ранее, пары воды могут образовывать кристаллогидратные соединения, внешне напоминающие снег, а в уплотнённом состоянии – лёд, способные закупорить трубу. Кроме того, осушка газа предотвращает внутреннюю коррозию газопровода.



Помимо рассмотренных ранее адсорбционного (с помощью твёрдых поглотителей) и абсорбционного (с помощью жидких поглотителей) способов очистки на практике используются ещё и физические способы: путём вымораживания влаги из газа или низкотемпературной сепарации газа. Эффективным физическим способом осушки газа является низкотемпературная сепарация, осуществляемая непосредственно у скважин. В этом случае поступающий из скважины под давлением 10 МПа газ проходит дросселирующее устройство, где его температура понижается до отрицательных значений, и поступает в сепаратор. За счёт снижения температуры происходит конденсация паров воды и тяжёлых углеводородов, а осушенный газ направляется для дальнейшей обработки.

Одоризация газа необходима, поскольку очищенный от сероводорода газ не имеет запаха, что создаёт проблемы при определении его утечки. Наиболее близким по технической сущности и достигаемому эффекту является одорант для природного газа, представляющий собой смесь природных меркаптанов и содержащий этил (45,5...49,5 %), пропил- (43,2...44,3 %), бутил- (7,3...9,9 %) и амилмеркаптаны (до 0,2 %), выделенные из углеводородного сырья экстракцией щелочным раствором. Одоризация газа осуществляется на головных сооружениях газопроводов, а в случае снижения концентрации одоранта в газе при транспортировке – дополнительно на газораспределительных станциях.

Устройства, при помощи которых одорант вводится в поток газа, называются одоризаторами. Различают капельные, испарительные, барботажные и полуавтоматические одоризаторы.

В капельных одоризационных установках одорант из ёмкости поступает непосредственно в газопровод каплями или тонкой струёй через сопло, установленное за диафрагмой на газопроводе (рис. 2.8), в котором: 1 – бачок для одоранта; 2 – фильтр-отстойник; 3 – поплавок; 4 – поплавковая камера; 5, 8 – соединительные трубки; 6 – тонкая диафрагма; 7 – смотровое стекло; 9 – диафрагма в газопроводе; 10 – газопровод; 11 – ручной насос; 12 – запасная ёмкость. Одоризатор действует за счёт перепада давления, создаваемого диафрагмой. Одорант из поплавковой камеры проходит через диафрагму, смотровое стекло и по трубке поступает в газопровод. В поплавковой камере всё время сохраняется постоянный уровень. Расход одоранта можно изменять при помощи сменной диафрагмы.



Наибольшее распространение получили испарительные (фитильные) и барботажные одоризаторы.

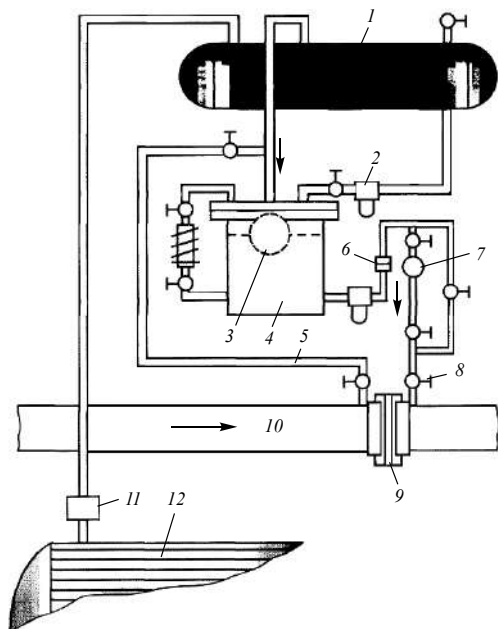


Рис. 2.8

В испарительных одоризационных установках одоризация осуществляется пропуском части потока газа через ёмкость с одорантом, в которую частично погружены матерчатые полосы (фитили). Газ проходит между фитилями (над поверхностью одоранта), насыщается, а затем поступает в газопровод, где смешивается с основным потоком газа.

Рассмотрим принцип действия испарительного одоризатора (рис. 2.9), который включает в себя: 1 – диафрагму; 3 – резервуар; 4 – вертикально подвешенные фитили; 5 – регулировочный вентиль; 6 – мерное стекло. Установка подключается к газопроводу 2. В резервуар с одорантом частично погружены фланелевые полосы. Над поверхностью одоранта между фланелевыми полосами проходит газ и насыщается одорантом. Резервуар снабжён подогревателем (на схеме не показан). Температура одоранта, от которой зависит интенсивность испарения, а следовательно, и степень одоризации, поддерживается терморегулятором.

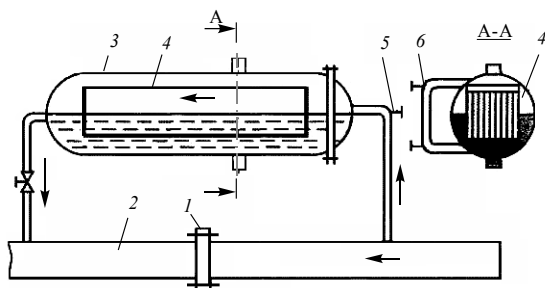


Рис. 2.9

В барботажных одоризационных установках часть потока газа через барботажное сопло поступает в барботажную камеру (проходит через слой жидкого одоранта), постоянный уровень одоранта в которой поддерживается поплавковым регулятором (капли одоранта задерживаются в камере отбойником брызг).

На некоторых газораспределительных станциях внедрены полуавтоматические установки одоризации газа, которые просты по конструкции, надёжны в работе и обеспечивают практически полную пропорциональную зависимость расхода одоранта от расхода газа. Установка работает следующим образом (рис. 2.10). На пути газового потока в газопроводе установлена диафрагма 9, на которой создаётся определённый перепад давления в зависимости от расхода газа. Газ с давлением p_1 до диафрагмы поступает в бачок 3 с одорантом и создаёт давление p_2 на столб одоранта, равное $p_1 - \rho g H_0$. Одорант из бачка 3 через фильтр 2 и калибровочное стекло 1 впрыскивается в газопровод за диафрагмой с давлением p_2 . Давление впрыскивания меняется в зависимости от количества газа, проходящего через диафрагму, и этим достигается пропорциональность расхода одоранта и газа. Уровнемерное стекло 4 используется для наблюдения за расходом одоранта. Ёмкость 8, предназначенная для заполнения бачка деодорантом, снабжена предохранительным клапаном 5. Давление заполнения бачка поддерживается редуктором 7 и контролируется по манометру 6. При монтаже фланец с соплом крепится к фланцу задвижки 10, что позволяет заменять и чистить сопла. Изменение степени одоризации достигается за счёт изменения диаметра сопла. Степень одоризации определяется хроматографическим методом.

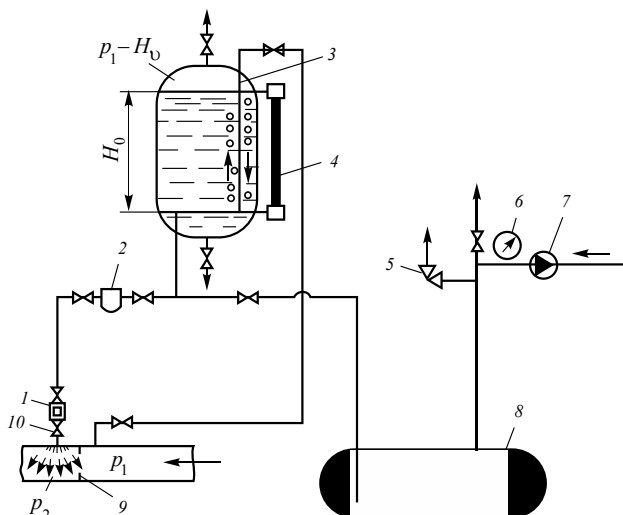


Рис. 2.10

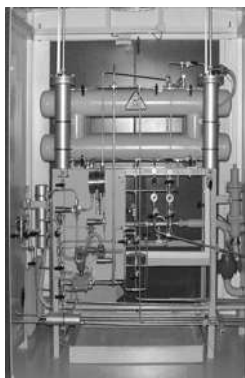


Рис. 2.11

Различные способы распыления одоранта в газе породили различные технические решения установок. В качестве примера на рис. 2.11 приведена схема универсального одоризатора газа УОГ-1.

2.2. МАГИСТРАЛЬНЫЕ ГАЗОПРОВОДЫ

Подготовленный на головных сооружениях газ поступает в магистральный газопровод.

Все магистральные газопроводы по величине рабочего давления подразделяются на три класса:

- I – высокого давления (более 2,5 МПа);
- II – среднего давления (от 1,2 до 2,5 МПа);
- III – низкого давления (до 1,2 МПа).



Магистральные газопроводы значительной протяжённости (сотни и тысячи километров) характеризуются высоким давлением (до 5,5...7,5 МПа), поддерживаемым в трубах большого диаметра (1020, 1220, 1420 мм).

По *характеру линейной части* различают следующие магистральные газопроводы:

- простые, с постоянным диаметром труб от головных сооружений до конечной ГРС, без отводов к попутным потребителям и без дополнительного приёма газа по пути следования. Их протяжённость, как правило, незначительна, газ перекачивается за счёт пластового давления без дополнительного компримирования;

- телескопические, с различным диаметром труб по трассе. Их сооружают при использовании пластового давления или одной головной компрессорной станции, причём на начальном участке укладывают трубы меньшего диаметра, чем на последующих; быстрое падение давления на головном участке даст возможность большей части газопровода работать под меньшим давлением;

- многониточные, в которых параллельно основной проложены дополнительно одна, две или три нитки газопровода того же или иного диаметра; с учётом перемычек образуется система газопровода; если параллельные нитки сооружают на отдельных участках, их называют лупингами (обводами);

- кольцевые, создаваемые вокруг крупных городов для увеличения надёжности газоснабжения и равномерной подачи газа, а также для объединения магистральных газопроводов в единую газотранспортную систему страны.

По *способу прокладки* магистральные газопроводы бывают:

- подземными;
- наземными в искусственной насыпи (на обводнённых или заболоченных участках);
- надземными на опорах (на участках распространения многолетнемёрзлых пород).

На пересечениях крупных рек газопроводы утяжеляют закреплёнными на трубах железобетонными грузами или сплошным бетонным покрытием и заглубляют ниже дна реки. Кроме основной укладывают резервную нитку подводного перехода того же диаметра. На пересечениях железных и крупных шоссежных дорог



трубопровод прокладывают в «патроне» из труб. Диаметр патрона выбирается на 100...200 мм больше диаметра трубопровода.

Для удовлетворения потребностей в нефтепродуктах и газе населённых пунктов, находящихся вблизи трасс газопроводов, от них прокладывают ответвления или отводы из труб сравнительно малого диаметра, по которым часть потока газа поставляется в эти населённые пункты. С интервалом 10...30 км в зависимости от рельефа трассы на газопроводах устанавливают линейные краны для перекрытия участков в случае аварии или ремонта. С обеих сторон линейного крана на газопроводе устанавливают свечи для выпуска газа в атмосферу при авариях.

Трасса магистрального газопровода прокладывается по незастроенной местности по кратчайшему пути между начальным и конечным пунктом с наименьшим пересечением естественных и искусственных преград (рек, озёр, оврагов, железных дорог, автострад и пр.). В зависимости от рабочего давления и диаметра трубы газопровода он должен размещаться на удалении от населённых пунктов, промышленных предприятий и различных сооружений от 40 до 250 м. В зоне отчуждения допускается только выращивание посевов.

Монтируют магистральные газопроводы из высококачественных бесшовных или электросварных (прямо- и спирально-шовных) труб диаметром от 300 до 1420 мм, изготовленных из низкоуглеродистых и слаболегированных сталей. Соединение труб осуществляется только сваркой встык. Толщина стенок труб определяется проектным давлением в трубопроводе, которое может достигать 10 МПа.

При подземном способе прокладки магистральные трубопроводы заглубляют в грунт обычно на 0,8 м до верхней образующей трубы, если большая или меньшая глубина не диктуется особыми геологическими условиями или необходимостью поддерживать температуру перекачиваемого продукта на определённом уровне. В пределах одного технического коридора допускается прокладывать не более шести газопроводов диаметром до 1400 мм.

Магистральные газопроводы защищают от коррозии противокоррозионными покрытиями нормального, усиленного и весьма усиленного типов, а в особо агрессивных грунтах и в районах действия блуждающих токов дополнительно применяют электрические способы защиты от коррозии.



Для обеспечения нормальной эксплуатации магистральных газопроводов на них монтируются запорные устройства (преимущественно стальные краны бесколодезной установки, продувочные свечи и устройства для сбора и удаления конденсата).

Оптимальный режим эксплуатации магистральных трубопроводов заключается, прежде всего, в максимальном использовании их пропускной способности при минимальных энергозатратах на компрессирование и транспортировку углеводородов по трубопроводу. В значительной степени этот режим определяется работой компрессорных станций.

Магистральный газопровод включает в себя следующие объекты:

- головные сооружения;
- линейную часть, или собственно трубопровод;
- компрессорные станции;
- газораспределительные станции в конце газопровода;
- подземные хранилища газа (ПХГ) – естественные резервные ёмкости газа;
- объекты ремонтно-эксплуатационной службы (РЭП);
- устройства линейной и станционной связи (высокочастотной и селекторной), а также системы автоматизации и телемеханизации;
- системы электрозащиты сооружений газопровода от почвенной коррозии;
- вспомогательные сооружения, обеспечивающие бесперебойную работу системы газопровода (ЛЭП для электроснабжения объектов и электрификации отключающих устройств, водозаборы, коммуникации водоснабжения и канализации и др.);
- управленческий и жилищно-бытовой комплекс для эксплуатационного персонала.

Схема сооружений магистрального газопровода показана на рис. 2.12. Она содержит: 1 – промыслы; 2 – газосборный пункт (установка предварительной подготовки газа); 3 – УКПГ (головная КС с очистными устройствами); 4 – отвод к ГРС; 5, 6 – переходы через железную и шоссейную дороги; 7 – промежуточную КС; 8, 9 – переходы через реку и овраг; 10 – подземное газохранилище; 11 – станция катодной защиты; 12 – конечную ГРС.

Переходы газопроводов через большие судоходные реки обычно осуществляются двумя-тремя нитками подводных трубопрово-



дов, называемых дюкерами. Пропускная способность одного дюкера обычно составляет 70 % от пропускной способности газопровода. Дюкер сваривается из труб с утолщённой стенкой и покрывается противокоррозионной изоляцией весьма усиленного типа, заглубляется не менее чем на 0,5 м в неразмываемом грунте дна реки. Для предупреждения всплытия труба балластируется чугунными или железобетонными грузами.

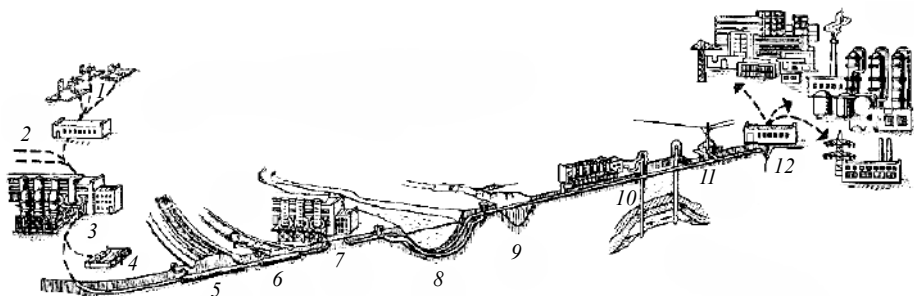


Рис. 2.12

На пересечениях нешироких рек, а также ущелий или оврагов часто сооружаются воздушные переходы газопроводов балочной, подвесной, арочной или другой конструкции.

Под железными и автомобильными дорогами магистральный газопровод прокладывают в стальном защитном кожухе (патроне). Торцы кожуха заделываются уплотнениями для герметизации межтрубного пространства. На одном из торцов кожуха монтируется отвод для выпуска газа в «свечу» высотой не менее 5 м, располагаемую на расстоянии не менее 25 м от дороги.

Режим работы современного газопровода, несмотря на наличие станций подземного хранения газа, являющихся накопителями природного газа, характеризуется неравномерностью подачи газа в течение года.

В зимнее время газопроводы работают в режиме максимального транспорта газа. В случае увеличения расходов газа система пополняется за счёт отбора газа из подземного хранилища. В летнее время, когда потребление газа снижается, загрузка газопроводов обеспечивается за счёт закачки газа на станцию подземного хранения газа. Характерный вид графиков переменного режима работы газопровода при изменении его производительности показан на



рис. 2.13 (А – ТЭЦ; Б – промышленность (включая котельные); В – отопление; Г – коммунально-бытовые потребители). Из рисунка видно, что наибольшее влияние на режим работы КС и отдельных газоперекачивающих агрегатов (ГПА) оказывают сезонные изменения производительности газопровода. Обычно максимум подачи газа приходится на декабрь-январь, а минимум – на летние месяцы года.

Все группы потребителей газа используют его неравномерно. Это объясняется режимом работы коммунально-бытовых учреждений, технологиями использования газа промышленными предприятиями и т. д. Покрыть неравномерность потребления за счёт изменения подачи газа с промысла не представляется возможным и целесообразным.

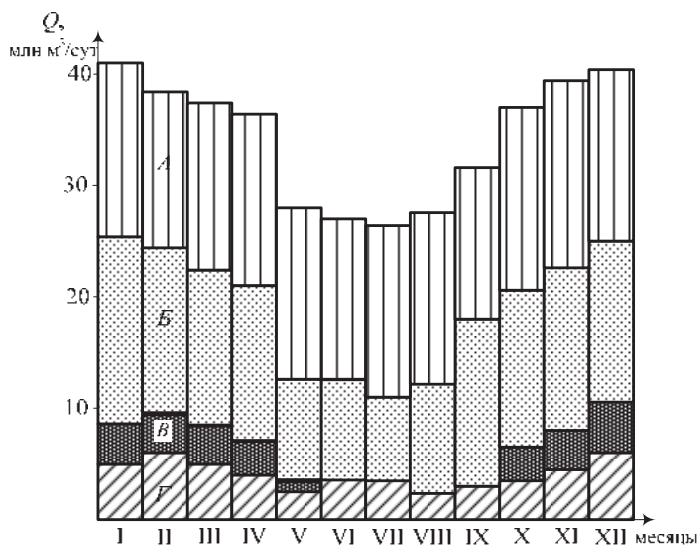


Рис. 2.13

Поэтому неравномерность выравнивают другими способами:

- хранением газа в газгольдерах;
- использованием аккумулирующих ёмкостей конечных участков магистральных газопроводов;
- использованием буферных потребителей, которым в летний период выдаётся излишек газа;
- организацией подземного хранения газа под давлением.



Газгольдерные станции с парком стальных ёмкостей – газгольдеров – позволяют в ночные часы, когда расход снижается, накопить некоторый запас газа под давлением $0,7 \dots 0,8$ МПа, а в дневное время расходовать его для покрытия увеличившегося газопотребления. Однако большая стоимость станций в сочетании с ограниченной возможностью выравнивания лишь суточной, а не сезонной неравномерности потребления привела к отказу от их дальнейшего сооружения.

Аккумуляция газа на конечных участках магистральных газопроводов более доступна во многих случаях. Если конечный участок магистрального газопровода от последней КС до города-потребителя выполнить из труб повышенного диаметра, то в ночные часы, подняв давление до полного рабочего, можно зарезервировать значительное количество газа, которое будет использовано в период максимального потребления. Но этот способ позволяет выравнивать только суточную неравномерность потребления.

Сезонную неравномерность можно нивелировать подачей избытка газа в летний период крупным буферным потребителям, например электростанциям. В этом случае приходится использовать универсальные горелки котлов, способные воспламенять как газ, так и другие виды резервного топлива (мазут, уголь и пр.). Этот способ находит практическое применение, но понижает экономичность котлов, а также загрязняет воздушный бассейн городов продуктами сгорания резервных видов топлива. По этим причинам использование буферных потребителей нежелательно и должно по возможности ограничиваться.

Подземное хранение газа является более совершенным способом выравнивания его потребления по сезонам за счёт больших объёмов газа, которые удаётся закачивать, например, в водоносные пласты, истощённые газовые и нефтяные месторождения, соляные залежи, шахтные выработки. Удобно хранить газ в куполообразных структурах водоносных пластов. В зависимости от глубины залегания хранилищ газ в них можно хранить под давлением до 10 МПа.

Выбор того или иного способа выравнивания газопотребления определяется на основе технико-экономических расчётов с учётом местных особенностей.



Основным эксплуатационным показателем магистрального газопровода является его расчётная суточная пропускная способность, определяемая на основе годовой:

$$Q_{\text{сут}} = Q_{\text{год}} / (365k_{\text{год}}), \quad (2.1)$$

где $Q_{\text{сут}}$ – суточная пропускная способность газопровода, млн м³/сутки при нормальных условиях (давлении $p = 0,1013$ МПа и $t = 20$ °С); $Q_{\text{год}}$ – годовая пропускная способность газопровода, млн м³/сутки в стандартных условиях; $k_{\text{год}}$ – среднегодовой коэффициент потребления газа (для газопроводов без хранилищ $k_{\text{год}} = 0,85$, для отводов $k_{\text{год}} = 0,75$).

Зависимость расчётной суточной пропускной способности газопровода в функции его параметров и свойств газа определяется следующей формулой [8]:

$$Q_{\text{сут}} = 105,1d^{2,6} \sqrt{\frac{p_{\text{н}}^2 - p_{\text{к}}^2}{\lambda \Delta_{\text{в}} T_{\text{ср}} z_{\text{ср}} L}}, \quad (2.2)$$

где d – внутренний диаметр газопровода, м; $p_{\text{н}}$ и $p_{\text{к}}$ – давление газа соответственно в начале и конце участка газопровода, МПа; λ – коэффициент гидравлического сопротивления; $\Delta_{\text{в}}$ – относительная плотность газа по воздуху; $T_{\text{ср}}$ – средняя температура по длине газопровода, К; $z_{\text{ср}}$ – средний по длине газопровода коэффициент сжимаемости газа; L – протяжённость газопровода, км.

С ростом пропускной способности газопроводов за счёт увеличения диаметра трубы и рабочего давления растёт температура газа, протекающего по трубопроводу. Для повышения эффективности работы газопровода и прежде всего для снижения мощности на транспортировку газа необходимо на выходе каждой КС устанавливать аппараты воздушного охлаждения газа. Снижение температуры способствует еще и сохранению изоляции трубы.

Важным фактором по снижению энергозатрат на транспорт газа является своевременная и эффективная очистка внутренней полости трубопровода от разного вида загрязнений. Внутреннее состоя-



ние трубопровода существенно влияет на изменение энергетических затрат, связанных с преодолением сил гидравлического сопротивления во внутренней полости трубопровода. Создание высокоэффективных очистных устройств с большим моторесурсом позволяет стабильно поддерживать производительность газопровода на проектном уровне, снижать энергозатраты на транспорт газа примерно на 10...15 %.

Управление магистральными газопроводами осуществляется по производственно-территориальному принципу. Все газопроводы распределены между газотранспортными предприятиями, подчинёнными непосредственно ОАО «Газпром» (например: Тюментрансгаз, Севергазпром, Лентрансгаз, Пермьтрансгаз). Эти предприятия обеспечивают транспорт газа, бесперебойно снабжают газом промышленные объекты, города и посёлки, обслуживают и ремонтируют линейные сооружения, компрессорные и газораспределительные станции.

Газотранспортные предприятия через диспетчерские службы обеспечивают заданные режимы работы линейной части магистральных газопроводов, компрессорных станций и оптимальное регулирование потоков газа в системе в соответствии с указаниями Центрального диспетчерского управления (ЦПДУ) Единой системы газоснабжения (ЕСГ) страны.

2.3. КОМПРЕССОРНЫЕ СТАНЦИИ

При движении газа по трубопроводу происходит потеря давления из-за разного гидравлического сопротивления по длине газопровода. Падение давления снижает пропускную способность газопровода. Одновременно понижается температура транспортируемого газа, главным образом из-за передачи теплоты от газа через стенку трубопровода в почву и атмосферу.

Для поддержания проектной пропускной способности магистрального газопровода применяется повышение сжатия газа (компримирование), для чего через определённые расстояния вдоль трассы газопровода, как отмечалось выше, устанавливаются компрессорные станции. Современная компрессорная станция – это сложное инженерное сооружение, обеспечивающее основные технологические процессы по подготовке и транспорту природного



газа. Принципиальная схема расположения КС вдоль трассы магистрального газопровода показана на рис. 2.14, где одновременно схематично представлены изменения давления и температуры газа между компрессорными станциями.

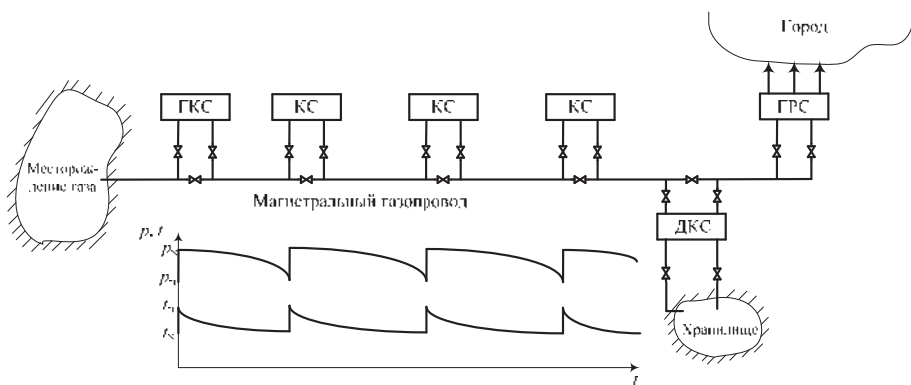


Рис. 2.14

Среднее давление газа на участке газопровода [10]

$$p_{\text{ср}} = \frac{2}{3} \left(p_{\text{к}} + \frac{p_{\text{к}}^2}{p_{\text{н}} + p_{\text{к}}} \right), \quad (2.3)$$

а в произвольной точке участка газопровода

$$p_{\text{к}} = \sqrt{p_{\text{к}}^2 - (p_{\text{н}}^2 - p_{\text{к}}^2) x / l}, \quad (2.4)$$

где x – расстояние от начала до произвольной точки участка газопровода.

Основными сооружениями КС являются установки для **очистки, сжатия и охлаждения газа**. К вспомогательным сооружениям относятся системы энерго-, водо-, масло- и теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Особое внимание уделяется автоматизации управления режимом работы оборудования КС и утилизации тепловой энергии.

На магистральных газопроводах различают три основных типа КС: головные компрессорные станции (ГКС), линейные компрессорные станции (КС) и дожимные компрессорные станции (ДКС).



Головные компрессорные станции устанавливаются по ходу газа непосредственно после газового месторождения. По мере добычи газа происходит падение давления в месторождении до уровня, когда транспортировать его в необходимом количестве без компримирования нельзя. Назначением ГКС является создание необходимого давления технологического газа для его дальнейшего транспорта по магистральным газопроводам. Принципиальным отличием ГКС от линейных станций является высокая степень сжатия на станции, обеспечиваемая последовательной работой нескольких газоперекачивающих агрегатов с центробежными нагнетателями или поршневыми газомотокомпрессорами. На ГКС предъявляются повышенные требования к качеству подготовки технологического газа.

Назначение линейных (промежуточных) КС заключается в компримировании поступающего на станцию природного газа с давления входа до давления выхода в соответствии с проектными данными. Тем самым обеспечивается постоянный заданный расход газа по магистральному газопроводу. В России строятся магистральные газопроводы в основном на давление $P_{\text{пр}} = 5,5$ и 7,5 МПа.

Дожимные компрессорные станции устанавливаются на подземных хранилищах газа. Назначением ДКС является подача газа в подземное хранилище газа от магистрального газопровода и отбор природного газа из подземного хранилища (как правило, в зимний период времени) для последующей подачи его в магистральный газопровод или непосредственно потребителям газа. ДКС строятся также на газовом месторождении при падении пластового давления ниже давления в магистральном трубопроводе. Отличительной особенностью ДКС от линейных КС является высокая степень сжатия, улучшенная подготовка технологического газа (осушители, сепараторы, пылеуловители), поступающего из подземного хранилища для его очистки от механических примесей и влаги, выносимой с газом.

На рис. 2.15 показана принципиальная схема компоновки основного оборудования компрессорной станции, состоящей из трёх ГПА.

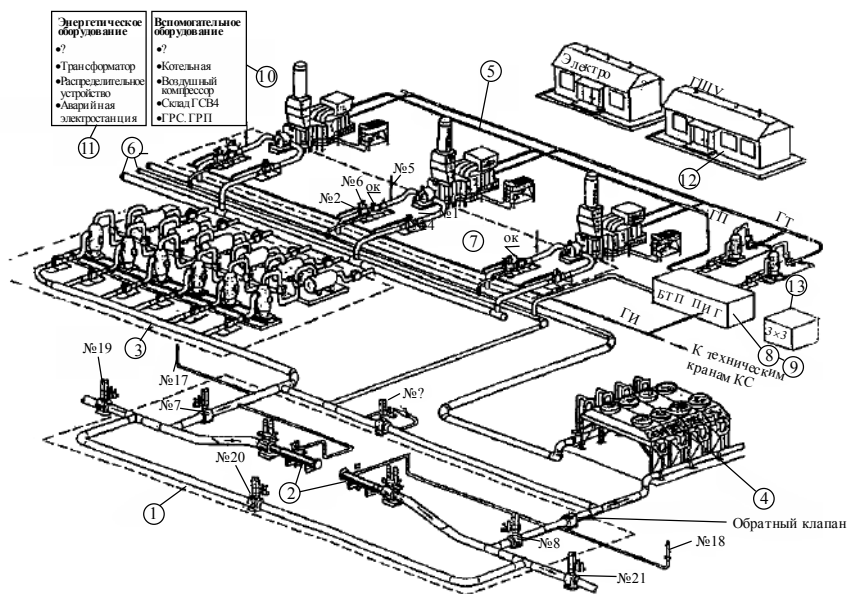


Рис. 2.15

Компрессорная станция включает в себя следующее оборудование: 1 – узел подключения КС к магистральному газопроводу; 2 – камеры запуска и приёма очистного устройства магистрального газопровода; 3 – установку очистки технологического газа, состоящую из пылеуловителей и фильтров-сепараторов; 4 – установку охлаждения технологического газа; 5 – газоперекачивающие агрегаты; 6 – технологические трубопроводы обвязки компрессорной станции; 7 – запорную арматуру технологических трубопроводов обвязки агрегатов; 8 – установку подготовки пускового и топливного газа; 9 – установку подготовки импульсного газа; 10 – различное вспомогательное оборудование; 11 – энергетическое оборудование; 12 – главный щит управления и систему телемеханики; 13 – оборудование электрохимической защиты трубопроводов обвязки КС.

Обычно к КС примыкает и территория аварийно-ремонтного пункта, укомплектованная парком аварийной техники.

Совокупность оборудования и трубопроводов, обеспечивающих функционирование КС, называется *технологической обвязкой*.

Технологическая обвязка компрессорного цеха предназначена:

- для приёма на КС технологического газа из магистрального газопровода;



- очистки технологического газа от механических примесей и капельной влаги в пылеуловителях и фильтрах-сепараторах;
- распределения потоков для последующего сжатия и регулирования схемы загрузки ГПА;
- охлаждения газа в аппарате воздушного охлаждения (АВО) после компримирования;
- вывода КЦ на станционное «кольцо» при пуске и остановке;
- подачи газа в магистральный газопровод;
- транзитного прохода газа по магистральному газопроводу в обход КС;
- сброса газа в атмосферу (при необходимости) из всех технологических газопроводов компрессорного цеха через свечные краны.

В зависимости от типа центробежных нагнетателей, используемых на КС, различают две принципиальные схемы обвязок ГПА:

- схема с последовательной обвязкой, характерная для неполнонапорных нагнетателей;
- схема с параллельной коллекторной обвязкой, характерная для полнонапорных нагнетателей.

Неполнонапорные нагнетатели. Проточная часть этих нагнетателей рассчитана на степень сжатия 1,23...1,25. В эксплуатации возникает необходимость в двух- или трехступенчатом сжатии для обеспечения степени сжатия 1,45 и более (при закачке газа в подземные газохранилища – СПХГ).

Полнонапорные нагнетатели. Проточная часть этих нагнетателей сконструирована таким образом, что позволяет при номинальной частоте вращения ротора создать степень сжатия до 1,45, определяемую расчётными проектными давлениями газа на входе и выходе компрессорной станции.

На рис. 2.16 показана принципиальная схема КС с параллельной обвязкой ГПА для применения полнонапорных нагнетателей. Согласно этой схеме газ из магистрального газопровода с условным диаметром 1220 мм (Ду 1200) через охранный кран № 19 поступает на узел подключения КС к магистральному газопроводу. Кран № 19 предназначен для автоматического отключения магистрального газопровода от КС в случае возникновения каких-либо аварийных ситуаций на узле подключения, в технологической обвязке компрессорной станции или обвязке ГПА.



После крана № 19 газ поступает к входному крану № 7, также расположенному на узле подключения. Кран № 7 предназначен для автоматического отключения компрессорной станции от магистрального газопровода. Входной кран № 7 имеет обводной кран № 7р, который предназначен для заполнения газом всей системы технологической обвязки компрессорной станции.

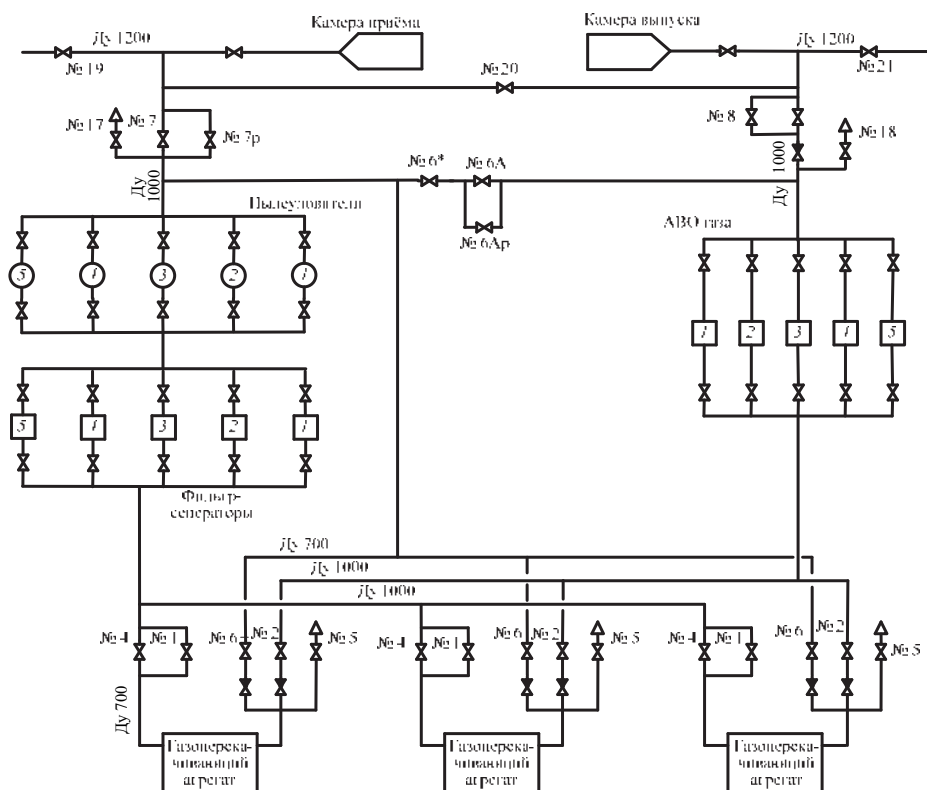


Рис. 2.16

Только после выравнивания давления в магистральном газопроводе и технологических коммуникациях станции с помощью крана № 7р открывают кран № 7. Это делается во избежание газодинамического удара, который может возникнуть при открытии крана № 7 без предварительного заполнения газом технологических коммуникаций компрессорной станции.

Параллельно крану № 7 установлен свечной кран № 17. Он служит для стравливания газа в атмосферу из технологических



коммуникаций станции при выполнении на них профилактических работ. Аналогичную роль он выполняет и при возникновении аварийных ситуаций на КС.

После крана № 7 газ поступает к установке очистки, где размещены пылеуловители и фильтры-сепараторы. В них он очищается от механических примесей и влаги.

После очистки газ по трубопроводу Ду 1000 поступает во входной коллектор компрессорного цеха и распределяется по входным трубопроводам ГПА Ду 700 через кран № 1 на вход центробежных нагнетателей.

После сжатия в центробежных нагнетателях газ проходит обратный клапан, выходной кран № 2 и по трубопроводу Ду 1000 поступает на установку охлаждения газа (АВО газа). После установки охлаждения газ через выкидной шлейф по трубопроводу Ду 1000, через выходной кран № 8, поступает в магистральный газопровод Ду 1200.

Перед краном № 8 устанавливается обратный клапан, предназначенный для предотвращения перетока газа из газопровода в КС. При возникновении такого режима движение газа может привести к раскрутке центробежного нагнетателя и ротора силовой турбины в обратном направлении, что в конечном итоге приведет к серьёзной аварии на КС. Назначение крана № 8, который находится на узле подключения КС, аналогично крану № 7. При этом стравливание газа в атмосферу происходит через свечной кран № 18, который установлен по ходу газа перед краном № 8.

На узле подключения КС между входным и выходным трубопроводом имеется перемычка Ду 1200 с установленным на ней краном № 20. Назначение этой перемычки – производить транзитную подачу газа, минуя КС в период ее отключения (закрыты краны № 7 и 8; открыты свечи № 17 и 18).

На узле подключения КС установлены камеры приёма и запуска очистного устройства магистрального газопровода. Эти камеры необходимы для запуска и приёма очистного устройства, которое проходит по газопроводу и очищает его от механических примесей, влаги, конденсата. Очистное устройство представляет собой поршень со щётками или скребками, который движется до следующей КС в потоке газа, – за счёт разности давлений до и после поршня.



На магистральном газопроводе, после КС, установлен и охранный кран № 21, назначение которого такое же, как и охранный крана № 19.

При эксплуатации КС может возникнуть ситуация, когда давление на выходе станции может приблизиться к максимальному разрешенному или проектному. Для ликвидации такого режима работы станции между выходным и входным трубопроводом устанавливается перемычка Ду 500 с краном № 6А. Этот кран также необходим при пуске или остановке цеха или группы агрегатов при последовательной обвязке. При его открытии часть газа с выхода поступает на вход, что снижает выходное давление и увеличивает входное. Снижается и степень сжатия центробежного нагнетателя. Работа КС с открытым краном № 6А называется работой станции на «Станционное кольцо». Параллельно крану № 6А врезан кран № 6АР, необходимый для предотвращения работы ГПА в помпажной зоне нагнетателя. Диаметр этого крана составляет ~ 10...15 % от сечения трубопровода крана № 6А ($d \sim 150$ мм). Для минимально заданной заводом-изготовителем степени сжатия нагнетателя последовательно за краном № 6А врезается ручной кран № 6Д.

Рассмотренная схема технологической обвязки КС позволяет осуществлять только параллельную работу нескольких работающих ГПА. При таких схемах КС применяются агрегаты с полнонапорными нагнетателями со степенью сжатия 1,45...1,5.

На рис. 2.17 показана схема с последовательной обвязкой ГПА, которая реализуется для работы КС с неполнонапорными нагнетателями.

Эта схема позволяет осуществлять как параллельную работу одного, двух, трёх ГПА, так и параллельную работу группы агрегатов, состоящей из двух или трех последовательно работающих ГПА. Для этой цели используются так называемые «режимные» краны (№ 41–49), при изменении положения которых можно выполнить любую необходимую схему работы ГПА.

Для получения необходимой степени сжатия в этих схемах газ после выхода из одного нагнетателя сразу же поступает на вход другого. Необходимый расход газа через КС достигается работой нескольких групп ГПА.

Выход газа после компримирования осуществляется по выходным шлейфам. На каждом выходном шлейфе установлен свой



трубопровод, соединённый с входным трубопроводом перед пылеуловителями, позволяющий выводить на «Станционное кольцо» при открытии крана № 6 или 6А любую из работающих групп ГПА.

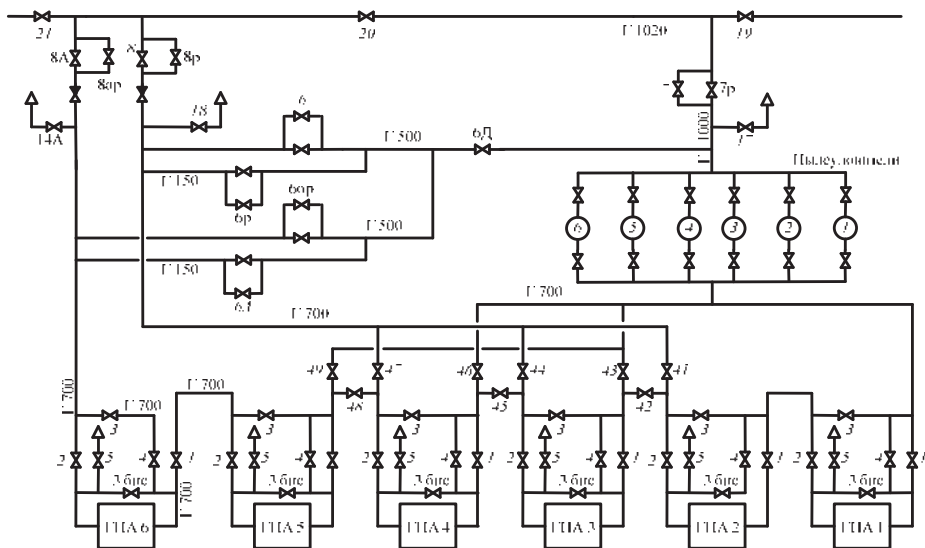


Рис. 2.17

Отличительной особенностью эксплуатации полнонапорных обвязок КС перед неполнонапорными является следующее:

- схема с полнонапорными ЦБН значительно проще в управлении, чем с неполнонапорными ЦБН, из-за значительно меньшего количества запорной арматуры;
- схема с полнонапорными нагнетателями позволяет использовать в работе любые имеющиеся в «резерве» агрегаты;
- при остановке в группе одного неполнонапорного ГПА требуется выводить на режим «кольцо» и второй агрегат;
- отпадает необходимость в кранах № 3, режимных № 41–49, а на некоторых обвязках и № 3бис;
- возможны большие потери газа из-за негерметичности режимных кранов.

Технологические трубопроводы обвязки компрессорной станции от узла подключения до ГПА, как правило, располагают подземно.



Исключение составляют трубопроводы, которыми обвязывают пылеуловители, фильтры-сепараторы и АВО газа. Технологическая обвязка ГПА осуществляется только в надземном исполнении. Трубопроводы обвязки ГПА в силу особенностей их нагружения и условий эксплуатации являются наиболее ответственными элементами из всех объектов, находящихся в эксплуатации на КС. В трубопроводах обвязки ГПА возникают напряжения, обусловленные весом труб, давлением газа, тепловыми расширениями, колебаниями напора потока сжимаемого газа, вызывающего вибрацию. Наибольшая вибрация в обвязке ГПА происходит на переходных режимах: пуске и остановке, а также при приближении ГПА к работе в помпажной зоне.

Для снятия всех этих нагрузок (как статических, так и динамических) в обвязке трубопроводов применяют опоры. Расстановка и конструкция опор, а также конфигурация газовой обвязки должны обеспечить безопасную и надёжную эксплуатацию во всём диапазоне расхода газа, температур и на всех переходных режимах, включая неординарные режимы: помпаж ГПА и нарушение режима, связанного с перестановкой кранов при работе ГПА. На рис. 2.18 приведена конструкция газовой отвязки, в которой: 1 – опора упорная разгрузочная; 2 – опора скользящая; 3 – опора регулируемая.

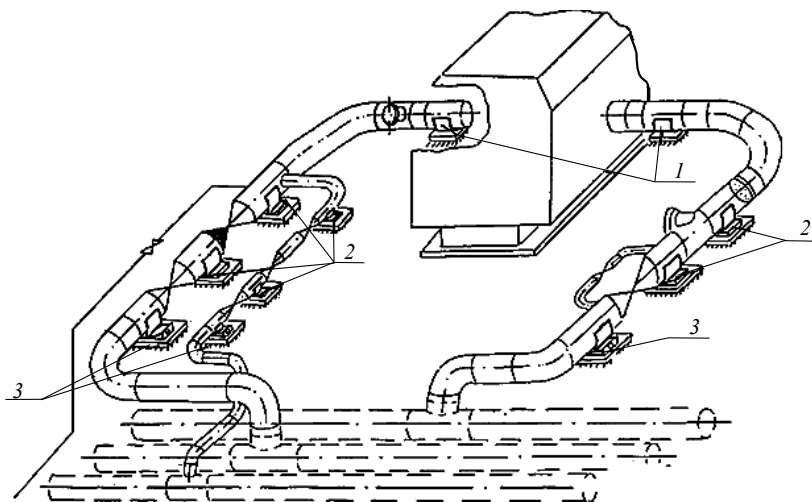


Рис. 2.18



Все опоры, применяемые в обвязке ГПА, устанавливаются на фундаменты и, как правило, подразделяются на два типа: подвижные и неподвижные.

Неподвижные опоры (рис. 2.19 и 2.20) устанавливаются непосредственно перед нагнетателем и служат для снятия нагрузок с фланцев нагнетателя. Иногда их называют разгрузочными, упорными, лобовыми.

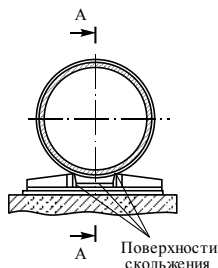


Рис. 2.19

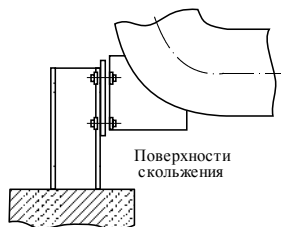
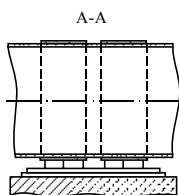
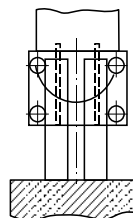


Рис. 2.20



Подвижные опоры (рис. 2.21, 2.22) устанавливают под краны, обратные клапаны и непосредственно перед спуском трубопроводов в землю. К ним относятся хомутовые, пружинные и регулируемые опоры. Места установки этих опор определяются при проектировании КС. Наилучшими в плане нагружения и обслуживания в процессе эксплуатации являются регулируемые опоры.

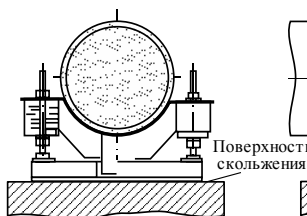


Рис. 2.21

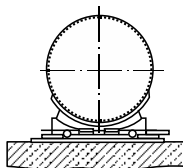
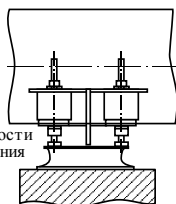


Рис. 2.22



Иногда на линии обвязок пускового контура линии кранов № 6, где на переходных режимах может наблюдаться повышенная вибрация, применяют опоры с виброгасителями (рис. 2.23). Возможно, в будущем в обвязке ГПА будут применять компенсаторы разных конструкций, которые способны обеспечивать снижение нагрузок на компрессор, а также на трубопроводы.



На всасывающем и нагнетательном трубопроводах ГПА между нагнетателем и кранами № 1 и 2 устанавливают люк-лаз (рис. 2.24), у которого: 1 – тройник; 2 – кронштейн поворотный; 3 – крышка; 4 – прокладка. Конструктивно он представляет собой тройник, к штуцеру которого приварен фланец. К этому фланцу с помощью болтов крепится плоская крышка. Диаметр люка-лаза выбирают 500...700 мм.

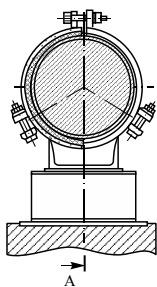


Рис. 2.23

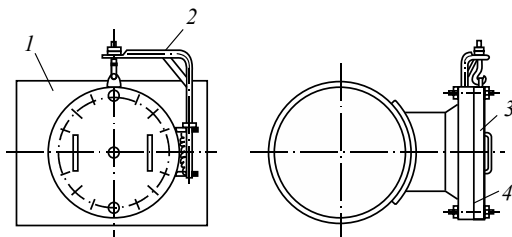


Рис. 2.24

Назначение этих люков-лазов – обеспечить безопасность работ при вскрытии нагнетателя путём установки резиновых шаров. В связи с невозможностью добиться хорошей очистки трубопровода после строительства КС и в целях предотвращения попадания с потоком газа на колесо нагнетателя строительного шлама на входе в ЦБН устанавливается защитная решётка (рис. 2.25 и 2.26).

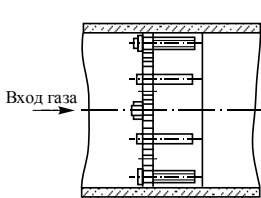


Рис. 2.25

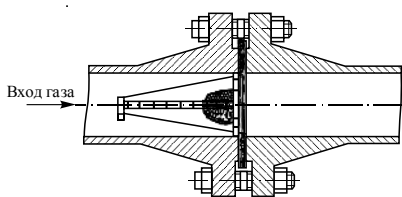
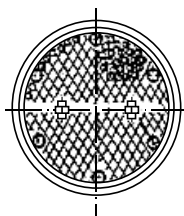


Рис. 2.26

По достижении перепада на ней 0,04 МПа агрегат необходимо остановить и решётку очистить. При наработке ГПА ≈ 3000 ч решётку можно снять, но при этом важно учесть, чтобы станция уже поработала в режимах максимальных расходов.



2.4. ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ СТАНЦИИ

Газораспределительные станции, сооружаемые в конце магистрального газопровода или отвода от него, предназначены для снабжения газом населённых пунктов и промышленных предприятий. Параметры газа (объём и давление) устанавливаются с учётом требований потребителя.

Высоконапорный газ, транспортируемый по магистральному газопроводу, не может быть непосредственно подан потребителям, поскольку газовое оборудование, применяемое в промышленности и в быту, рассчитано на сравнительно низкое давление. Кроме того, газ должен быть очищен от примесей (механических частиц и конденсата), чтобы обеспечить надёжную работу оборудования. Наконец, для обнаружения утечек газу должен быть придан резкий специфический запах, для чего производят его одоризацию.

Поэтому на газораспределительных станциях, как конечных пунктах газопроводов, осуществляются:

- 1) снижение давления газа до заданной величины;
- 2) автоматическое поддержание этого давления;
- 3) количественный учёт газа.

Кроме того, на ГРС предусматриваются меры по защите трубопроводов от недопустимых повышений давления газа. Газораспределительные станции в зависимости от назначения и требуемых параметров сооружают преимущественно по типовым проектам, предусматривающим необходимую автоматизацию их работы.

Современные автоматизированные ГРС по форме обслуживания подразделяются на ГРС с безвахтовым обслуживанием при пропускной способности до 200 тыс. м³/ч и с вахтовым обслуживанием при пропускной способности более 200 тыс. м³/ч. В первом случае ГРС обслуживают два оператора, которые могут дежурить, находясь дома, так как в их квартиры подведена сигнализация, передающая световые и звуковые сигналы. При получении этих сигналов дежурный оператор на ГРС устраняет причины неисправности. Во втором случае ГРС обслуживает дежурный персонал, который не только следит за режимом эксплуатации, но и выполняет необходимый ремонт технологического оборудования.

Газораспределительные автоматизированные станции подразделяются по пропускной способности на основной ряд (10, 50, 100



и 200 м³/ч) и дополнительный (модифицированный) с пропускной способностью 1, 5, 25 и 150 тыс. м³/ч. Пропускная способность принята при давлении на входе в ГРС, равном 2 МПа.

Независимо от пропускной способности, количества потребителей, параметров газа на входе и выходе станции в состав ГРС входят следующие основные блоки:

- переключения;
- очистки газа;
- предотвращения гидратообразования (при необходимости);
- автоматического регулирования давления газа;
- измерения расхода газа;
- автоматической одоризации газа (при необходимости).

На рис. 2.27 показана компоновка автоматизированной ГРС на одного потребителя пропускной способностью 25...100 тыс. м³/ч. Основными элементами ГРС являются: 1 – водогрейные котлы; 2 – помещение для расходомеров; 3 – подогреватель газа; 4 – блок очистки; 5 – контрольный регулятор давления; 6 – рабочий регулятор давления; 7 – дроссельная камера; 8 – замерное устройство; 9 – узел переключения; 10 – одоризационная установка. Работа газораспределительной станции заключается в следующем: газ из входного газопровода поступает в блок отключающих устройств и направляется на очистку в масляные пылеуловители или висциновые фильтры. После очистки газ поступает в трубопровод для редуцирования, где происходит снижение давления газа до заданных величин. Затем газ направляется в выходные газопроводы (к потребителям), на каждом из которых производится количественный замер и одоризация газа.

В связи с тем что на ГРС производится снижение давления газа, это сопровождается его охлаждением. В результате при сильном охлаждении оборудования станции могут образовываться гидраты. Для борьбы с гидратообразованием применяют автоматическую подачу в газопровод метанола и подогрев газа. На некоторых ГРС внедрены пневматические автоматы для подачи метанола в поток газа.

Исполнение газораспределительных станций обычно закрытое, в виде двух зданий: здания редуцирования давления и здания блока переключений. В южных районах страны допускается строить ГРС открытого исполнения на ограждаемой площадке.

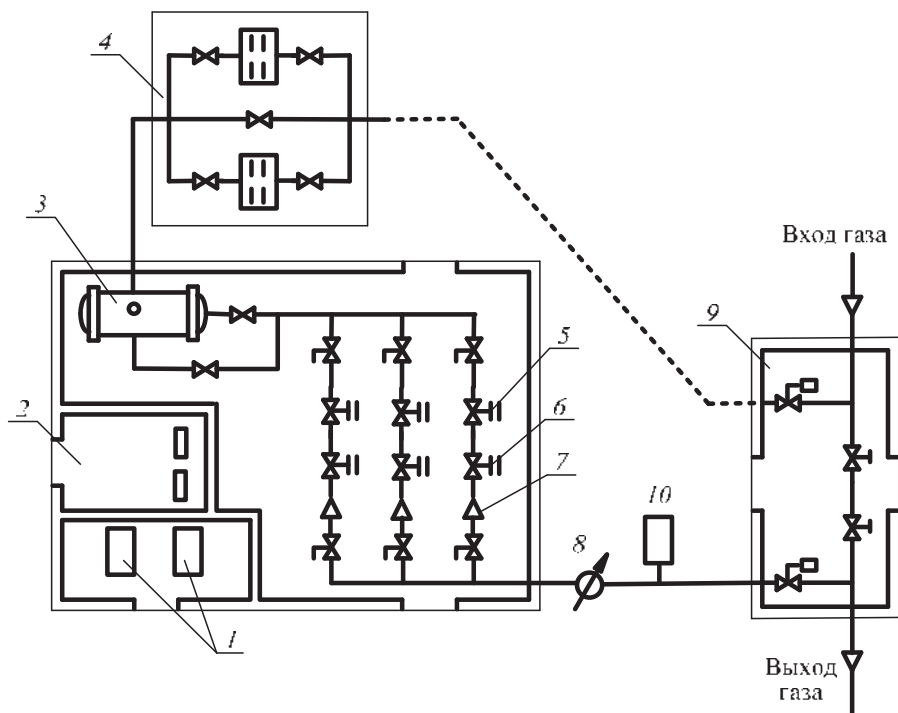


Рис. 2.27

Для редуцирования газа при газоснабжении небольших бытовых, сельскохозяйственных и промышленных объектов применяют блочно-шкафные автоматизированные газораспределительные станции типа АГРС, изготавливаемые полностью в заводских условиях. Пропускная способность АГРС составляет 1100...50 000 м³/ч. Оборудование этих станций комплектуют в двух металлических шкафах: в одном устанавливают регулирующую и запорную арматуру, а в другом – подогреватель газа.

2.5. СООРУЖЕНИЯ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ ГАЗА

Любой продукт надо как-то хранить. Газ – не исключение. Индустрия подземного хранения газа имеет уже столетнюю историю. Всего в мире действует более 600 подземных хранилищ газа общей активной ёмкостью примерно 340 млрд м³.



Газовое хранилище представляет собой геологическую структуру или искусственный резервуар, используемый для хранения газа. Работа хранилища характеризуется двумя основными параметрами: объёмным и мощностным. Первый отражает ёмкость хранилища – активный и буферный объёмы газа; второй – суточную производительность при отборе и закачке газа, продолжительность периода работы хранилища при максимальной производительности.

Классификация подземных хранилищ газа

- По режиму работы ПХГ подразделяются на *базисные* и *пиковые*.
- По назначению ПХГ подразделяются на *базовые*, *районные* и *локальные*.
- По типу месторасположения хранилища:
 - в истощённых месторождениях;
 - в водоносных пластах;
 - в соляных кавернах;
 - в твёрдых горных породах;
 - в кавернах горных пород;
 - в отработанных шахтах.

Базисное ПХГ предназначено для циклической эксплуатации в базисном технологическом режиме, который характеризуется сравнительно небольшими отклонениями (увеличением или уменьшением в пределах от 10 до 15 %) суточной производительности ПХГ при отборах и закачках газа от среднемесячных значений производительности.

Пиковое ПХГ предназначено для циклической эксплуатации в пиковом технологическом режиме, который характеризуется значительными приростами (пиками) свыше 10...15 % суточной производительности ПХГ в течение нескольких суток при отборах и закачках газа относительно среднемесячных значений производительности.

Базовое ПХГ характеризуется объёмом активного газа до нескольких десятков миллиардов кубических метров и производительностью до нескольких сотен миллионов кубических метров в сутки, имеет региональное значение и влияет на газотранспортную систему и газодобывающие предприятия.



Районное ПХГ характеризуется объёмом активного газа до нескольких миллиардов кубических метров и производительностью до нескольких десятков миллионов кубических метров в сутки, имеет районное значение и влияет на группы потребителей и участки газотранспортной системы (на газодобывающие предприятия при их наличии).

Локальное ПХГ характеризуется объёмом активного газа до нескольких сотен миллионов кубических метров и производительностью до нескольких миллионов кубических метров в сутки, имеет локальное значение и область влияния, ограниченную отдельными потребителями.

Первая в мире опытная закачка газа в истощённое газовое месторождение была проведена в 1915 году в Канаде (месторождение Уэлленд-Каунти), первое промышленное ПХГ ёмкостью 62 млн м³ было создано в 1916 году в США (газовое месторождение Зоар, район г. Буффало).

В России первое ПХГ в истощённом месторождении было создано в 1958 году на базе мелких выработанных залежей газа месторождений Куйбышевской (ныне Самарской) области. Успешное проведение закачки и последовавший отбор газа способствовали усилению работ в области подземного хранения газа по всей стране. В том же году началась закачка газа в Елшанское (Саратовская область) и в Аманаское (Куйбышевская область) истощённые газовые месторождения.

В 1979 году было начато создание крупнейшего в мире хранилища в истощённом газовом месторождении – Северо-Ставропольского (Ставропольский край). Площадь горного отвода ПХГ составляет более 680 км². Оно создано на основе истощённых одноимённых газовых месторождений в Зелёной свите (1979 год) и Хадумском горизонте (1984 год) при аномально низких пластовых давлениях. Данные горизонты являются самостоятельными эксплуатационными объектами, расположенными на глубинах 1000 и 800 м, и существенно отличаются по своим характеристикам и режимам работы. При строительстве Северо-Ставропольского ПХГ в Хадумском горизонте создан долгосрочный резерв, который может быть отобран из хранилища после периода отбора, даже если не производилась дополнительная закачка газа.



В настоящее время наибольшее распространение получили ПХГ, созданные в пористых пластах (истощённые месторождения и водоносные структуры). Кроме пористых пластов пригодны для создания хранилищ и залежи каменных солей (создаваемые путём размыва так называемой каверны), а также горные выработки залежей каменного угля и других полезных ископаемых.

Наибольший объём резерва газа хранится в ПХГ, созданных на базе истощённых газовых и газоконденсатных месторождений. Менее ёмкими хранилищами являются соляные каверны, есть также единичные случаи создания ПХГ в кавернах твёрдых пород.

Первое ПХГ в водоносном пласте было создано в 1946 году в США – ПХГ Doe Run Upper (штат Кентукки). В СССР первое газохранилище в водоносном пласте было создано в 1958 году в районе г. Калуга – Калужское ПХГ (проектный объём активного газа – 380 млн м³). Крупнейшее в мире хранилище в водоносном пласте – Касимовское ПХГ (Рязанская область) было создано в 1977 году (проектный объём активного газа – 4,5 млрд м³).

Подземные хранилища в соляных кавернах используются преимущественно для покрытия пиковых нагрузок, поскольку могут эксплуатироваться в «рывковом» режиме с производительностью отбора, на порядок превышающей производительность отбора из ПХГ в пористых структурах, а количество циклов может достигать до 20 в год. По этим причинам созданию ПХГ в каменной соли уделяется большое внимание в развитых странах. Это связано и с рыночными условиями функционирования системы газоснабжения, так как ПХГ в каменной соли могут служить для компенсации краткосрочных колебаний газопотребления, предотвращения дисбаланса в поставках газа из-за аварий на газопроводах, а также планирования закупок на региональном уровне с учётом ежемесячных или суточных колебаний цен на газ. В мире создано примерно 70 ПХГ в отложениях каменной соли с общей активной ёмкостью около 30 млрд м³. Наибольшее количество ПХГ в соляных кавернах эксплуатируется в США – 31 ПХГ, общая активная ёмкость которых составляет примерно 8 млрд м³, а суммарный объём отбора – более 200 млн м³/сут. В Германии эксплуатируется 19 ПХГ в соляных кавернах с суммарным объёмом активного газа около 7 млрд м³, планируется также расширение действующих и строительство



новых ПХГ с общей активной ёмкостью примерно 8 млрд м³. На территории России в настоящее время строится три ПХГ в соляных кавернах: Калининградское (Калининградская область), Волгоградское (Волгоградская область), Новомосковское (Тульская область), эксплуатируется хранилище гелиевого концентрата (Оренбург). На территории Армении эксплуатируется ПХГ, общий объём которого составляет 150 млн м³. Ведутся работы по дальнейшему расширению ПХГ до 380 млн м³.

В мире активно увеличивается спрос на резервные мощности ПХГ, однако не везде существуют оптимальные геологические условия для создания ПХГ на базе истощённых месторождений, в водоносных пластах или в каменной соли. В связи с этим разрабатываются и внедряются технологии создания ПХГ в каменных пещерах и угольных шахтах. Примеры таких хранилищ единичны, но в каждом конкретном случае они являются технически единственно возможным и экономически обоснованным объектом для резервирования необходимого объёма природного газа. Наибольший опыт в организации подобных хранилищ имеется у Норвегии, США, Швеции и Чехии, которые рассматривают этот вариант как более экономичную и доступную альтернативу организации ПХГ в солях и наземных хранилищ сжиженного газа.

В Швеции в районе г. Хальмштад вблизи основной магистрали газопровода введён в эксплуатацию демонстрационный проект ПХГ Скаллен в облицованной каверне горных пород. В граните на глубине 115 м построена одна каверна (геометрический объём составляет 40 тыс. м³), стены которой укреплены стальной сеткой.

На сегодняшний день эксплуатируются два из четырех ПХГ, организованных в отработанных шахтах, это: ПХГ Бургграф-Бернсдорф (калийная соляная шахта, восточная Германия) и ПХГ Лейден (Лейденская угольная шахта, Колорадо, США). ПХГ Бургграф-Бернсдорф эксплуатируется около 40 лет, с максимальным рабочим давлением более 3,6 МПа (самое высокое для хранилищ подобного рода). Главным фактором для поддержания такого давления является герметизация хранилища при помощи специальных бетонных пробок, свойств окружающих пород (калийная и каменная соль), а также гидравлической и механической систем уплотнения.



ПХГ в значительной мере способствуют надёжности снабжения потребителей газом. Они позволяют выравнивать суточные колебания газопотребления и удовлетворять пиковый спрос в зимний период. Особенно важны ПХГ в России с её климатическими особенностями и удалённостью источников ресурсов от конечных потребителей. В России действует не имеющая мировых аналогов Единая система газоснабжения (ЕСГ), её неотъемлемая часть – система ПХГ.

На территории Российской Федерации расположены 26 объектов подземного хранения газа, из которых 8 сооружены в водоносных структурах, один в отложениях каменной соли и 17 – в истощённых месторождениях.

В пределах ЕСГ РФ действует 20 подземных хранилищ газа, из них 14 созданы в истощённых месторождениях: Песчано-Уметское, Елшано-Курдюмское (два объекта хранения), Степновское (два объекта хранения), Кирюшкинское, Аманакское, Дмитриевское, Михайловское, Северо-Ставропольское (два объекта хранения), Краснодарское, Кущевское, Канчуро-Мусинский комплекс ПХГ (два объекта хранения), Пунгинское, Совхозное.

Семь созданы в водоносных пластах: Калужское, Щёлковское, Касимовское, Увязовское, Невское, Гатчинское, Удмуртский резервирующий комплекс (два объекта хранения).

Калининградское подземное хранилище газа создано в отложениях каменной соли.

Кроме того, ведётся строительство: в водоносных пластах – Беднодемьяновское, в отложениях каменной соли – Волгоградское.

Подземные хранилища позволяют гарантированно обеспечивать потребителей природным газом независимо от времени года, колебаний температуры, форс-мажорных обстоятельств. В зимнее время действующие хранилища обеспечивают до четверти суточных ресурсов газа ЕСГ России, что сопоставимо с суммарным отбором из Ямбургского, Медвежьего и Юбилейного месторождений.

Газ, как известно, занимает значительно больший объём, чем твёрдое тело или жидкость той же массы. Поэтому найти для него герметичные резервуары было бы затруднительно, если бы природа уже не построила их. Пористые пласты песчаника в земной коре,



герметично закупоренные сверху куполом из слоя глины, являются природными ПХГ (рис. 2.28).

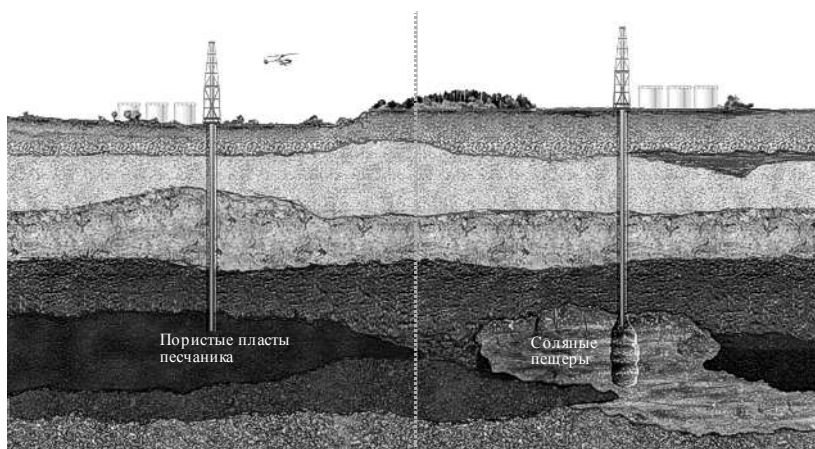


Рис. 2.28

В порах песчаника может находиться вода, но могут скапливаться и **углеводороды**. В процессе создания ПХГ в водоносном слое газ, скапливающийся под глиняной покрышкой, вытесняет воду вниз. Если в пласте-коллекторе изначально содержатся углеводороды, то он является месторождением нефти или газа. Герметичность такой структуры доказана тем, что в ней скопились углеводороды.

В процессе создания хранилища часть газа захватывается в пласте-коллекторе, чтобы создать необходимое давление. Этот газ называется буферным. Его объём составляет примерно половину от всего газа, закачиваемого в хранилище. Газ, который потом будут извлекать из ПХГ, называется активным или рабочим газом.

Самое большое хранилище в мире – Северо-Ставропольское ПХГ. Его объём – 43 млрд м³ активного газа. Этого хватило бы, чтобы покрыть годовое потребление, например, Франции или Нидерландов. Северо-Ставропольское ПХГ было построено в истощённом газовом месторождении.

Хранилища в истощённом месторождении или водоносном слое отличаются большим объёмом, но небольшой гибкостью. Гораздо быстрее закачка и отбор газа происходят в тех хранили-



щах, которые созданы в пещерах каменной соли (хотя они и проигрывают в объёме ПХГ, созданным в истощённых месторождениях).

Соляные пещеры являются идеальными по герметичности резервуарами. Построить подземную соляную пещеру для хранения газа не так уж и сложно, хотя это и долгий процесс. В подходящем по высоте пласте каменной соли бурят скважины. Затем в них подают воду, в соляном пласте вымывают полость необходимого объёма. Соляной купол не только непроницаем для газа, но соль обладает ещё способностью самостоятельно «заживлять» трещины и разломы.

Закачка газа – это его нагнетание в искусственную газовую залежь при заданных технологическим проектом показателях (рис. 2.29). Газ из **магистрального газопровода** поступает на площадку очистки газа от механических примесей, затем на пункт замера и учёта, затем в компрессорный цех, где компримируется и подаётся на газораспределительные пункты по коллекторам. На ГРП общий газовый поток разделяется на технологические линии, к которым подключены шлейфы скважин. Обвязка технологических линий позволяет измерить производительность каждой скважины, температуру и давление газа при закачке.

Процесс хранения включает в себя системный технологический, геологический и экологический контроль за объектом хранения газа и созданными производственными фондами.

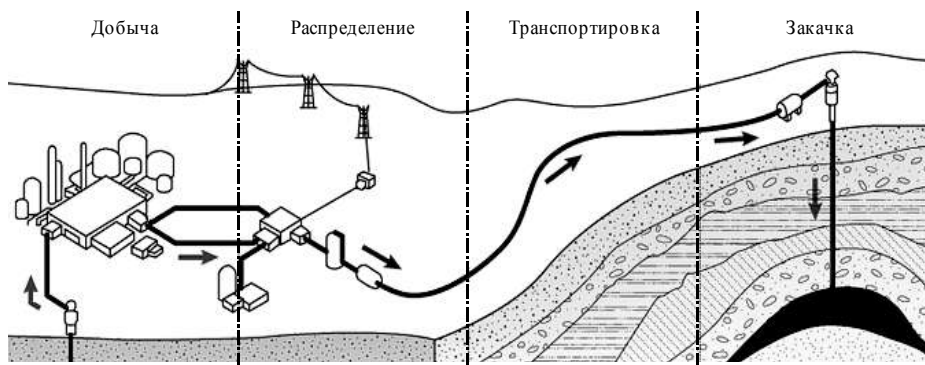


Рис. 2.29



Отбор газа из подземного хранилища является практически таким же технологическим процессом, как и добыча из газовых месторождений, но с одним существенным отличием: весь активный (товарный) газ отбирается за период от 60 до 180 суток. Проходя по шлейфам, он поступает на газосборные пункты, где собирается в газосборный коллектор. Из него газ поступает на площадку сепарации для отделения пластовой воды и механических примесей, после чего направляется на площадку очистки и осушки. Очищенный и осушенный газ поступает в магистральные газопроводы.

Глава 3

ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Основными сооружениями КС, как указывалось ранее, являются установки для **очистки, сжатия и охлаждения газа**. Из них важнейшая роль принадлежит устройствам, обеспечивающим сжатие природного газа, – газоперекачивающим агрегатам. Нормальное функционирование ГПА невозможно без оборудования, которое обеспечивает подготовку газа и элементов самого агрегата. Поэтому, рассматривая конструкцию и принцип действия ГПА, необходимо оценивать возможность использования дополнительного оборудования, предназначенного для надёжной работы элементов основного.

3.1. ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИЕ АГРЕГАТЫ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Газоперекачивающий агрегат – сложная энергетическая установка, предназначенная для компримирования природного газа, поступающего на КС по магистральному газопроводу, и подачи его далее в газопровод.

Газоперекачивающие агрегаты, применяемые для компримирования газа на компрессорных станциях, по типу привода подразделяются на три основные группы: **газотурбинные установки (ГТУ), электроприводные агрегаты (ЭГПА) и газомотокомпрессорные установки (ГМК)**.

Тип привода нагнетателей выбирается в зависимости от местных условий. В районах, удалённых от мощных энергосистем,



целесообразно применять газотурбинный привод, работающий на транспортируемом газе. В промышленных районах с невысокой стоимостью электроэнергии выгоднее применять электропривод.

К первой группе относятся ГПА с приводом от центробежного нагнетателя газовой турбины; ко второй – агрегаты с приводом от электродвигателя и к третьей группе – агрегаты с приводом от поршневых двигателей внутреннего сгорания, использующих в качестве топлива природный газ.

К агрегатам первой группы – основного вида привода компрессорных станций относятся стационарные, авиационные и судовые газотурбинные установки.

К стационарным газотурбинным установкам, специально сконструированным для использования на газопроводах, следует отнести различные типы установок заводов-изготовителей (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Тип ГПА	Устанавливаемый нагнетатель	КПД, %	Мощность, МВт
Уральский турбомоторный завод (УЗТМ), г. Екатеринбург			
ГТ-6-750	ЦБН Н-300-1,23	24	6
ГТН-6	ЦБН Н-300-1,23	24	6,3
ГТК-16	ЦБН Н-800-1,25	25	16
ГТН-25-1	ЦБН 2 Н-25-76-1,35	31	25
Невский завод им. Ленина (НЗЛ), г. Санкт-Петербург			
ГТК-5	ЦБН 26-12-1	26	4,4
ГТ-750-6	ЦБН 370-17-1	27	6
ГТНР-10	ЦБН 520-12-1	28	10
ГТН-25	ЦБН 650-21-2	28	25
Первый Брненский завод (Чехия), г. Брно			
Аврора	ЦБН 370-14-1	28	6
Дон-1	ЦБН 370-14-1	29,5	6
Дон-2	ЦБН 370-14-1	30,5	6,5



К авиаприводным газотурбинным установкам относятся ГПА, приводом которых служит газовая турбина авиационного типа, специально реконструированная для использования на компрессорных станциях.

В настоящее время на газопроводах эксплуатируются двигатели, выпускаемые Самарским моторостроительным объединением им. Фрунзе. Сборку агрегатов осуществляет Сумское машиностроительное научно-производственное объединение (г. Сумы, Украина).

К агрегатам, выпускаемым этими объединениями, относятся: ГПА-Ц-6,3 с двигателем НК-12СТ и нагнетателями Н-196-1,45 и НЦВ-6,3/56-1,45; ГПА-Ц-6,3/76 с двигателем НК-12СТ и нагнетателем НЦВ-6,3/76-1,45; ГПА-Ц-6,3/125 с двигателем НК-12СТ и нагнетателем НЦВ-6,3/125-2,2. КПД этих агрегатов составляет 24 %.

Сумским машиностроительным научно-производственным объединением осуществляется сборка ГПА и на основе двигателей, выпускаемых Казанским моторостроительным объединением им. Фрунзе. К таким агрегатам относится ГПА-Ц-16 с двигателем НК-16СТ и нагнетателями Ц-16/56-1,44 и Ц-16/76-1,45. КПД агрегатов составляет 27 %, мощность 16 МВт, степень сжатия по нагнетателю – 1,45.

К авиаприводным агрегатам на КС относятся и установки импортного производства, типа «Кобера-182» с двигателем Эйвон 1534-1016 производства фирмы «Ролс-Ройс» (Великобритания) и нагнетателем 2ВВ-30. КПД установки составляет 27,3 %, мощность 12,9 МВт. Общее число таких агрегатов на КС ОАО «Газпром» – 42 шт.

К судовым газотурбинным агрегатам относятся ГПА, где в качестве привода используется модернизированная газовая турбина судового типа. К таким установкам относятся газовые турбины, выпускаемые Николаевским судостроительным заводом (Украина): ГПУ-10 «Волна» с двигателем ДР-59Л и нагнетателем 370-18-1, КПД установки – 26,5 %.

В последнее время Николаевский судостроительный завод начал выпуск новых агрегатов на базе использования двигателя ДГ-90. КПД установки составляет 34 %.



Показатели электроприводных агрегатов и газомотокомпрессоров, эксплуатируемых на КС, приведены соответственно в табл. 3.2 и 3.3.

Таблица 3.2

Тип ГПА	Единичная мощность, кВт	Количество агрегатов, шт.
АЗ-4500-1500	4500	16
СТМ-4000, СТД	4000	360
СТД-12,5	12500	336
СДГ-12,5	12500	22
ЭГПА-25	25000	6
ЭГПА-Ц-6,3	6300	6

Таблица 3.3

Тип ГПА	КПД, %	Единичная мощность, шт.	Количество агрегатов, кВт
Купер	29	736	18
10 ГК, 10ГКМ	32	736	38
10 ГКН, 10ГКНА	32	1100/1178	183/4
МК-8	36	2060	37
ДР-12	36,5	5500	9
МК-8М	36	2200	4










Основным видом привода на газопроводах является газотурбинный. По сравнению с ГМК ГТУ имеют более простую конструкцию, большую единичную мощность, полностью уравновешены, хорошо поддаются автоматизации, имеют малый удельный вес на единицу мощности и относительно небольшие габаритные размеры. По сравнению с электроприводными газотурбинные установки – это автономный вид привода, так как в качестве топлива они используют газ, который перекачивают.

В настоящее время заводы-изготовители осваивают производство газовых турбин нового поколения мощностью 6...25 МВт



с КПД на уровне 31...36 %. ГПА нового поколения призваны обеспечить высокий уровень основных эксплуатационных показателей, включая высокую экономичность (КПД на уровне 31...36 % в зависимости от мощности агрегата), высокую надёжность: наработка на отказ не менее 3,5 тыс. ч, межремонтный ресурс на уровне 20...25 тыс. ч, улучшенные экологические показатели и т. п.

На рис. 3.1 показана принципиальная схема ГПА с газотурбинным приводом, где представлены все основные узлы, входящие в агрегат: 1 – воздухозаборная камера (ВЗК); 2 – турбодетандер; 3 – осевой компрессор; 4 – турбина высокого давления (ТВД); 5 – турбина низкого давления (ТНД); 6 – нагнетатель; 7 – технологические краны обвязки агрегата; 8 – рекуператор; 9 – камера сгорания; 10 – блок подготовки топливного, пускового и импульсного газа; 11 – аппарат воздушного охлаждения масла.

Трассировка газов и масла обозначена на рисунке следующим образом:  – воздух до осевого компрессора;  – воздух до рекуператора;  – воздух после рекуператора;  – выхлопные газы;  – пусковой газ;  – топливный газ;  – импульсный газ;  – технологический газ;  – масло.

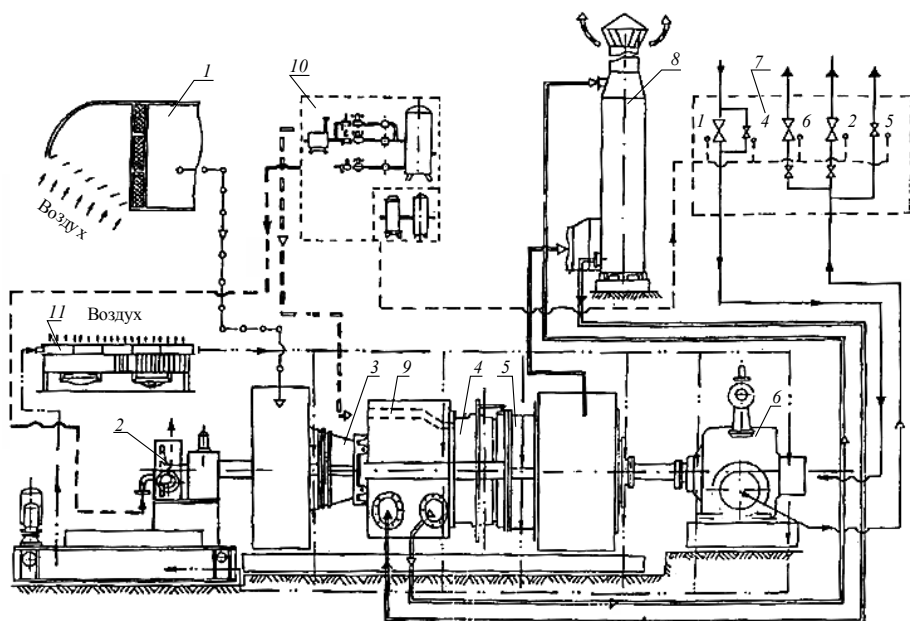


Рис. 3.1



Воздухозаборная камера (ВЗК) нужна для подготовки циклового воздуха, поступающего из атмосферы на вход осевого компрессора. На разных типах ГПА воздухозаборные камеры имеют различные конструкции, но все они предназначены для очистки поступающего воздуха и понижения уровня шума в районе ВЗК.

Пусковое устройство (турбодетандер, воздушный или электрический стартер) необходимо для первоначального раскручивания осевого компрессора (ОК) и турбины высокого давления (ТВД) в момент пуска ГПА.

Осевой компрессор предназначен для подачи необходимого количества воздуха в камеру сгорания газотурбинной установки.

Турбина высокого давления служит приводом осевого компрессора и находится с ним на одном валу.

Турбина низкого давления (ТНД) служит для привода центробежного нагнетателя.

Нагнетатель природного газа представляет собой центробежный газовый компрессор без наличия промежуточного охлаждения и предназначен для компримирования природного газа.

Краны обвязки ГПА предназначены для формирования технологических цепочек в зависимости от режима работы.

Рекуператор (воздухоподогреватель) представляет собой теплообменный аппарат для повышения температуры воздуха, поступающего после ОК в камеру сгорания (КС), и тем самым снижения расхода топливного газа по агрегату.

Камера сгорания предназначена для сжигания топливного газа в потоке воздуха и получения продуктов сгорания с расчётными параметрами (давление, температура) на входе в ТВД.

Блок подготовки пускового и топливного газа представляет собой комплекс устройств, при помощи которых часть газа, отбираемого из магистрального газопровода, очищается от механических примесей и влаги, доводится до необходимых параметров, обусловленных требованиями эксплуатации газоперекачивающих агрегатов.

Аппараты воздушного охлаждения масла предназначены для охлаждения смазочного масла, отработавшего в подшипниковых узлах турбин и нагнетателя.

Кроме того, каждый ГПА снабжён системой регулирования основных параметров агрегата, системами агрегатной автоматики,



автоматического пожаротушения, обнаружения загазованности помещения и др.

Термин «турбина» происходит от латинского слова *turbineus* – вихреобразный, или *turbo* – волчок. Турбина и есть двигатель, в котором механическая работа на её валу получается за счёт преобразования кинетической энергии газовой струи, которая, в свою очередь, есть результат преобразования потенциальной энергии – энергии сгоревшего топлива, подведённого к камере сгорания, в поток воздуха.

В основе современных представлений о превращении теплоты в работу в двигателях внутреннего сгорания лежат два важнейших положения термодинамики: во-первых, невозможность создать вечный двигатель первого рода, т. е. такой двигатель, который без затраты какой-либо энергии мог бы производить механическую работу (следствие первого начала термодинамики), и, во-вторых, невозможность создать вечный двигатель второго рода, в котором бы теплота полностью превращалась в работу (следствие второго начала термодинамики).

Поэтому непременным условием создания любого теплового двигателя является наличие материальной среды – рабочего тела и, по меньшей мере, двух тепловых источников: источника высокой температуры (нагреватель), от которого получают теплоту для преобразования части её в работу, и источника низкой температуры, которому отдаётся часть недоиспользованной в двигателе теплоты.

Следовательно, каждый двигатель внутреннего сгорания должен состоять из нагревателя, расширительной машины, холодильника и компрессорной машины. Так как процесс превращения теплоты в работу происходит непрерывно, то необходимо наряду с расширением сжимать рабочее тело, причём при таких условиях, чтобы работа сжатия была меньше работы расширения. Получаемая полезная работа определяется как разность работ расширения и сжатия рабочего тела.

Характерной особенностью круговых процессов в газотурбинных двигателях является то, что все основные процессы цикла: сжатие, подвод теплоты, расширение – непрерывно осуществляются в различных элементах двигателя (компрессор, камера сгорания, газовая турбина), расположенных последовательно по ходу рабочего тела.



В зависимости от способов подвода теплоты к рабочему телу, организации процессов сжатия и расширения рабочего тела газотурбинные установки могут быть выполнены по различным структурным схемам (рис. 3.2). ГТУ простейшего цикла в плане механики могут быть выполнены как одновальными (рис. 3.2, *а*), так и двухвальными (рис. 3.2, *б*). На рис. 3.2 представлены: *а*, *б* – простейшие схемы ГТУ открытого типа; *в* – ГТУ с регенерацией теплоты отходящих газов; *г* – ГТУ простого цикла с двумя компрессорами; *д* – ГТУ с промежуточным подводом теплоты при сжатии и промежуточным отводом теплоты при расширении с регенерацией теплоты; К – осевой компрессор; КС – камера сгорания; Р – регенератор, ТВД – турбина высокого давления; ТНД – турбина низкого давления; ТСД – турбина среднего давления; Н – нагнетатель; ПО – рекуператор (промежуточный теплообменник).

В одновальных установках все элементы газоперекачивающего агрегата (ГПА): осевой компрессор, газовая турбина и нагнетатель находятся на одном валу, что приводит к тому, что при работе все они имеют одну и ту же частоту вращения. Различный закон изменения характеристик газопровода и одновальной ГТУ способствует тому, что при снижении частоты вращения одновальная ГТУ быстрее теряет мощность, чем снижается мощность, требуемая нагнетателю. В результате одновальная ГТУ будет обеспечивать режим работы нагнетателя только в ограниченном диапазоне изменения частоты вращения. При ухудшении КПД нагнетателя или элементов ГТУ осуществить оптимальную работу ГПА с приводом от одновальной ГТУ без перепуска и дросселирования газа или без существенного повышения температуры газа перед ТВД будет уже трудно. Поэтому в настоящее время одновальные ГТУ для перекачки газа на газопроводах не используются.

В установках с разрезным валом, или с независимой силовой турбиной, где вал полезной мощности отделён от турбокомпрессора, нет такой однозначной связи и нагнетатель может практически иметь любую частоту вращения. Следовательно, у двухвальной ГТУ каждому режиму работы системы «ГТУ–нагнетатель», т. е. требованию $N/N_0 = \text{idem}$, соответствует ряд значений n/n_0 по компрессору в границах изменения температуры наружного воздуха (при заданной температуре газов перед турбиной) или наоборот.

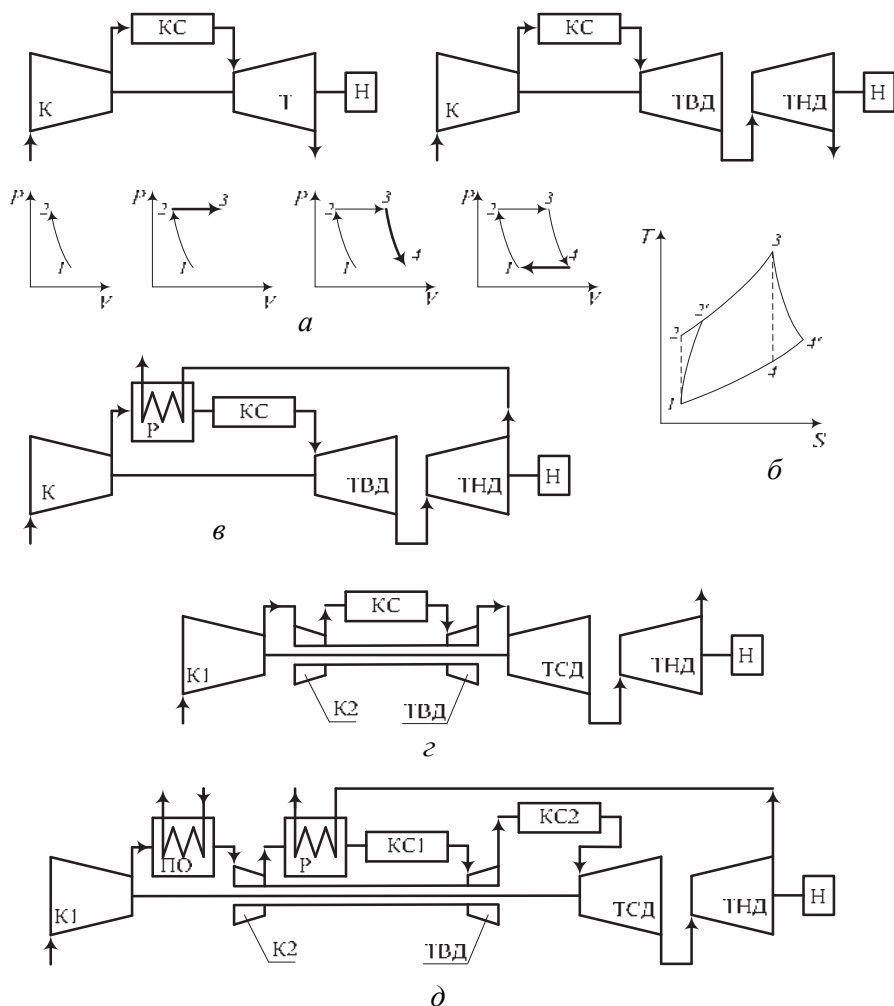


Рис. 3.2

При постоянной частоте вращения вала осевого компрессора и переменной частоте вращения силового вала температура перед газовой турбиной высокого давления может практически оставаться постоянной в достаточно широком диапазоне изменения частоты вращения вала силовой турбины. Это значит, что полезная мощность ГТУ будет изменяться пропорционально изменению КПД силовой турбины.

Кроме того, двухвальные ГТУ имеют несколько лучшие экономические характеристики не только на частичных нагрузках, но и



на расчётной, когда одновальная установка, а также некоторый запас по мощности на номинальной нагрузке будут обеспечивать режим работы нагнетателя ниже расчетного.

Благодаря этим особенностям двухвальные установки с регенерацией (рис. 3.2, *в*) и без регенерации (рис. 3.2, *б*) теплоты отходящих газов получили широкое распространение на газопроводах.

Рабочий процесс установки с регенерацией теплоты отходящих газов осуществляется следующим образом: атмосферный воздух после прохождения системы фильтров (на схеме они не показаны) и сжатия в осевом компрессоре (К) поступает в воздухоподогреватель (регенератор – Р), где за счет использования теплоты отводимых из турбины газов его температура повышается на 200...250 °С. После регенератора сжатый воздух поступает в камеру сгорания (КС), куда одновременно извне подводится топливный газ. В результате сжигания топлива температура образовавшихся продуктов сгорания перед газовой турбиной высокого давления (ТВД) доводится до величины, обусловленной жаростойкостью дисков и лопаток турбины. После расширения в газовой турбине продукты сгорания проходят регенератор, в котором они частично охлаждаются, отдавая часть теплоты воздуху, идущему из осевого компрессора в камеру сгорания, и затем через дымовую трубу выбрасываются в атмосферу.

На рис. 3.2, *в* показаны процессы, характеризующие образование цикла ГТУ в координатах $P-V$ и $T-S$. На этих графиках процесс $1-2$ характеризует сжатие в осевом компрессоре; $2-3$ – процесс подвода теплоты в регенераторе и камере сгорания; $3-4$ – процесс расширения рабочего тела в газовой турбине; $4-1$ – процесс выхлопа рабочего тела в атмосферу. Здесь же приведен цикл ГТУ и в координатах $T-S$. Линиями $1-2'$ и $3-4'$ отмечены соответственно реальные процессы сжатия и расширения рабочего тела в цикле, штриховыми $1-2$ и $3-4$ – процессы сжатия и расширения в идеальном цикле ГТУ.

Коэффициент полезного действия установок с регенерацией теплоты отходящих газов при существующих параметрах цикла может достигать величины 32...35 %, что во всех случаях при тех же параметрах цикла на 4...5 % больше, чем в установках без регенерации теплоты отводимых газов.

В настоящее время около тысячи агрегатов, в основном мощностью 6 и 10 МВт, эксплуатируются в ОАО «Газпром» с пластинча-



тыми регенераторами теплоты (рис. 3.3, где 1 – теплообменные поверхности; 2 – рёбра; 3 – коллектор; 4 – опора). Однако необходимо отметить, что эти пластинчатые регенераторы имеют ряд конструктивных и технологических недоработок, которые после нескольких десятков пусков и остановок ГТУ начинают сказываться на потере герметичности регенератора. В результате регенератор теряет свои показатели, падает степень регенерации, а следовательно, ухудшаются характеристики ГТУ. На смену им приходят трубчатые и термопластинчатые регенераторы.

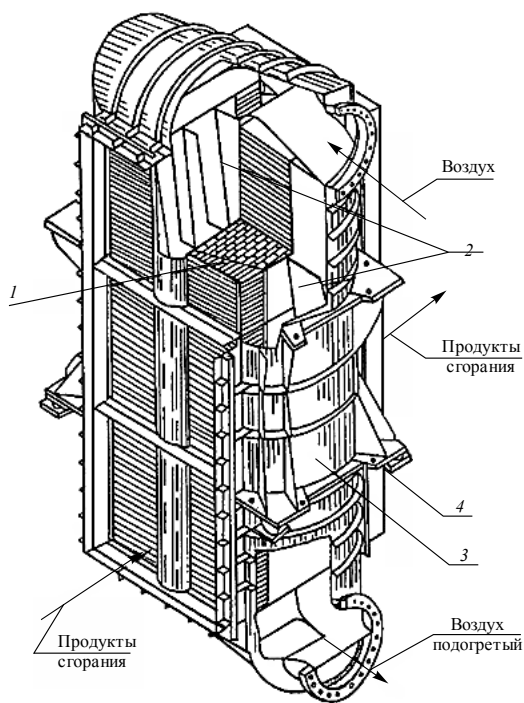


Рис. 3.3

Регенераторы показали свою экономическую эффективность при работе на компрессорных станциях, где загрузка по времени работы составляет не менее 80 %.

Чисто конструктивно такие ГТУ имеют низкую степень сжатия за осевым компрессором, а следовательно, и незначительный прирост температуры воздуха на выходе. Вследствие этого значительная разница температур воздуха за осевым компрессором и отрабо-



таннных газов обеспечивает высокий коэффициент регенерации теплоты в ГТУ.

Тем не менее регенерация теплоты отходящих газов с использованием герметичных регенераторов (в частности, трубчатых) остаётся одним из наиболее доступных и эффективных с позиций термодинамики способов повышения экономичности ГТУ в эксплуатационных условиях, когда одним из главных направлений по дальнейшему совершенствованию газотранспортной системы страны является разработка и использование ресурсо- и энергосберегающих технологий при транспортировке природных газов.

О целесообразности использования регенеративных ГТУ на КС свидетельствует и тот факт, что в последние годы отмечены случаи перевода ряда эксплуатируемых безрегенеративных установок типов ГТК-10И и ГТК-25И на работу по регенеративному циклу с использованием для этого регенераторов трубчатого типа (рис. 3.4, где 1 – трубчатый пучок; 2 – трубная доска; 3 – разделительная трубная доска; 4 – камера продуктов сгорания; 5 – коллектор; 6 – опора).

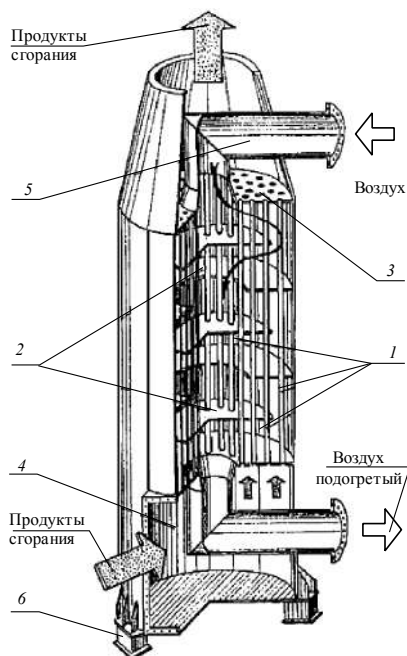


Рис. 3.4



Вопрос о целесообразности применения регенеративных ГТУ на газопроводах должен решаться на основе термодинамических и технико-экономических расчётов с учётом накопленного опыта эксплуатации установок подобного типа и для каждой конкретной станции индивидуально, исходя из цены на энергоносители.

На рис. 3.2, *г* показана схема ГТУ простого цикла с двумя осевыми компрессорами без промежуточного охлаждения воздуха между ними и независимой силовой турбиной для привода нагнетателя. Установки подобных схем, созданные по типу авиационных ГТУ, позволяют получить в цикле высокую степень сжатия (до 18...25) и обеспечить оптимальную работу компрессоров на пусковых и переменных режимах. Высокая степень сжатия при относительно высоких температурах продуктов сгорания перед турбиной позволяет получить в таких установках КПД на уровне 33...35 % и выше. Компактность таких установок достигается размещением обоих компрессоров, камер сгорания и газовых турбин в одном корпусе. Привод компрессоров низкого и высокого давления осуществляется соответственно от турбины среднего и высокого давления, по схеме «вал в валу».

Опыт эксплуатации газоперекачивающих агрегатов типа ГТН-25-1 производства НЗЛ, который реализовал этот цикл с двумя осевыми компрессорами, показал, что агрегаты такой конструкции имеют очень низкую надёжность и ведут к большим затратам при проведении ремонта.

Газотурбинные установки более сложных теплотехнических схем (см. рис. 3.2, *д*) с промежуточным отводом теплоты в процессе сжатия, промежуточным подводом теплоты в процессе расширения и с регенератором при существующих достижениях в области компрессоростроения и турбостроения позволяют получить КПД установки на уровне 43...47 %. Цикл такого двигателя в координатах P – V показан на рис. 3.5.

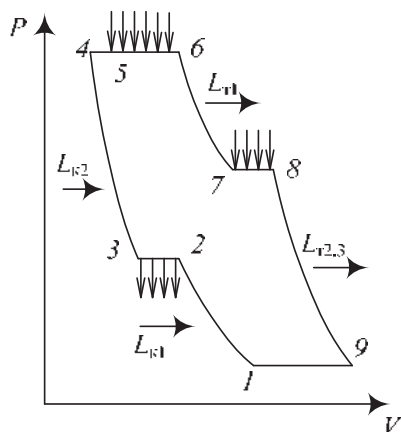


Рис. 3.5



По линии 1–2 здесь происходит сжатие воздуха в компрессоре К1 с подводом к нему энергии ($L_{к1}$) от турбины среднего давления (см. рис. 3.2, *д*), по линии 2–3 осуществляется отвод теплоты от воздуха в промежуточном холодильнике (ПО). По линии 3–4 идёт дальнейшее сжатие воздуха в компрессоре К2 высокого давления с подводом к нему энергии ($L_{к2}$) от турбины высокого давления. По линии 4–5–6 осуществляется подвод теплоты, вначале (на участке 4–5) в регенераторе, а затем – в камере сгорания высокого давления (КС1). После камеры сгорания (КС1) продукты сгорания, расширяясь в ТВД, совершают работу ($L_{т1}$), идущую на вращение вала компрессора К2. После ТВД продукты сгорания направляются в камеру сгорания КС2, где их температура за счёт дополнительного подвода теплоты на линии 7–8 вновь доводится до уровня температуры, равной температуре на входе в ТВД. По линии 8–9 происходит дальнейшее расширение продуктов сгорания, вначале в турбине среднего давления и далее в силовой турбине с совершением работы ($L_{т2}$). Работа турбины среднего давления идёт на привод компрессора (К1), работа силовой турбины – на привод полезной нагрузки.

Рассмотренный трёхвальный двигатель с теплотехническими мероприятиями позволяет не только получить высокий КПД на расчётной нагрузке, но и практически удержать его при нагрузке до 50...60 % от номинальной, имея максимум КПД в интервале 80...90 % номинальной мощности.

При кажущейся сложности такой трехвальный двигатель может быть выполнен весьма компактным.

Повысить экономичность ГПА с газотурбинным приводом за счёт рационального использования теплоты отходящих газов можно достаточно хорошо путём использования установок так называемого парогазового цикла (рис. 3.6), сочетающих в себе цикл газовой турбины на уровне высоких температур рабочего тела и цикл паровой турбины, работающей на отходящих продуктах сгорания ГТУ. Основными элементами установки являются: ОК – осевой компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; Н – нагнетатель; КУ – котел-утилизатор; ПТ – паровая турбина; ЭГ – электрогенератор; К – конденсатор; КН – конденсатный насос; Д – деаэратор; ПН – питательный насос. По этой схеме продукты



сгорания ГТУ после турбины низкого давления поступают в котел-утилизатор для выработки пара высокого давления. Полученный пар из котла-утилизатора поступает в паровую турбину, где, расширяясь, совершает полезную работу по вращению вала нагнетателя или электрогенератора. Оработанный пар после паровой турбины проходит конденсатор, конденсируется, и полученная жидкость насосом вновь направляется в котел-утилизатор, замыкая цикл силовой установки.

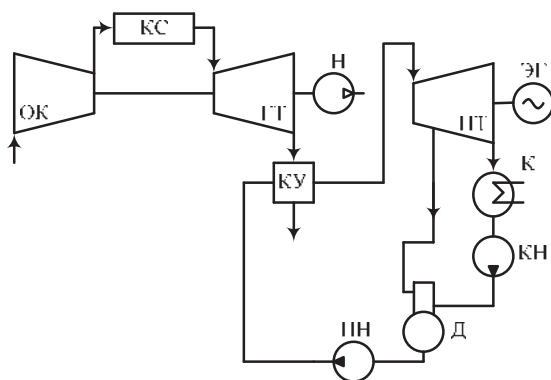


Рис. 3.6

Диаграмма цикла парогазовой установки в координатах T – S показана на рис. 3.7. На этой схеме в верхней её части представлен цикл ГТУ, в нижней части – цикл паросиловой установки. На линии 1–2 цикла ГТУ происходит процесс сжатия воздуха в осевом компрессоре; на линии 2–3 – подвод теплоты в регенераторе и камере сгорания; на линии 3–4 – процесс расширения продуктов сгорания в турбине; на участке 4–5 линии 4–1 – теплота отводится от продуктов сгорания, прошедших газовую турбину, к воде и пару в котле-утилизаторе паросиловой установки.

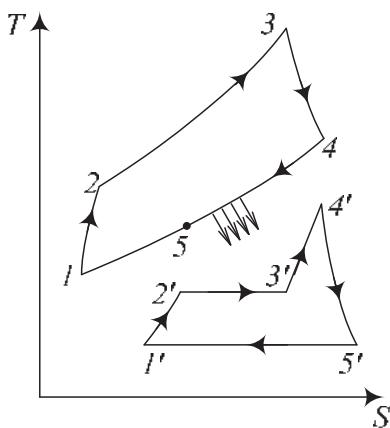


Рис. 3.7



Подвод теплоты к воде в котле-утилизаторе идет на линии $1'-2'$, где она нагревается до температуры кипения. Дело в том, что температура воды на входе в котел-утилизатор практически равна её температуре на выходе из конденсатора и лежит значительно ниже температуры кипения, соответствующей давлению воды (P) на выходе из насоса.

Поэтому в паровом котле вода вначале нагревается при постоянном давлении до температуры кипения по линии $1'-2'$ и испаряется, превращаясь в сухой насыщенный пар (линия $2'-3'$). Полученный пар поступает в пароперегреватель, который обычно составляет одно целое с паровым котлом, перегревается там (линия $3'-4'$) до нужной температуры (t), а затем поступает в паровую турбину, где расширяется по линии $4'-5'$. На линии $5'-1'$ пар конденсируется в конденсаторе и вода насосом вновь подается в котел-утилизатор. Цикл замыкается.

Установки подобных схем находят применение в стационарной энергетике, отдельные образцы используются на газопроводах Германии. В 1995 году была принята в эксплуатацию первая опытно-промышленная парогазовая установка в России на КС «Грязовец» на базе ГТН-25 и паротурбинной установки мощностью 10 МВт. В настоящий момент разрабатывается большой ряд установок парогазового цикла мощностью от 0,5 до 6 МВт, которые будут применяться на компрессорных станциях для выработки электроэнергии. КПД схем подобных установок может достигать 45...50 %. В значительной степени это зависит от мощности, которая при этом развивается паровой турбиной. Однако к недостаткам такой схемы следует отнести определенное удорожание энергетической части привода КС, усложнение эксплуатации подобных установок на газопроводах, особенно в суровых природно-климатических условиях, необходимость водоподготовки и т. д. Поэтому можно утверждать, что эти установки не выйдут из стадии использования на КС отдельных опытно-промышленных образцов.

Предпочтение в эксплуатации будет отдаваться главным образом двухвальной установкам простейших схем с регенерацией или без регенерации теплоты отходящих газов.

Перед подачей атмосферного воздуха на вход осевого компрессора ГТУ его необходимо очистить от естественной или промышлен-



ленной пыли. Эта очистка необходима для предохранения проточных частей компрессора, турбины и всего газозвдушного тракта от механического износа (эрозии) и образования отложений. Некоторые виды промышленной пыли могут вызвать и коррозию проточной части. Эрозия приводит к снижению ресурса лопаток осевого компрессора, а отложения – к ухудшению характеристик (КПД, мощности) компрессора и ГТУ в целом.

Для обеспечения очистки воздуха при работе ГТУ их оборудуют: комплексными воздухоочистительными устройствами – КВОУ (иногда в эксплуатации их называют ВОУ – воздухоочистительное устройство); комплексным устройством воздухоочистительной КУВ или воздухозаборной камер ВЗК.

Устройства воздухозабора должны:

- обеспечить очистку воздуха в соответствии с ГОСТ 21199–82;
- подачу необходимого количества воздуха без снижения производительности ГТУ, т. е. с минимальными потерями при всасывании;
- защиту от попадания атмосферных осадков при всасывании воздуха в ГТУ;
- защиту посредством байпасного клапана для предотвращения поломки осевого компрессора в случае увеличения разрежения на входе в экстремальных ситуациях – при обмерзании фильтров или их засорении.

Кроме того, конструкция воздухозаборной камеры не должна быть источником возникновения шума.

Для газоперекачивающих агрегатов применяются различные типы фильтров, устанавливаемых в воздухозаборные устройства. Первые КУВ стационарных ГТУ были оборудованы сетчатыми самоочищающимися фильтрами типа КДМ-2400 (рис. 3.8). Принцип их работы сводился к тому, что фильтрующая сетка 1, надетая на рамку ведущего и ведомого вала, приводилась в круговое движение с помощью электродвигателя 2 посредством цепного привода 3. При движении сетка омывалась в масляной ванне 4, что обеспечивало смывание пыли и смачивание поверхности сетки маслом для лучшей очистки при прохождении через неё воздуха. Смачивание сетки проводилось индустриальным или веретённым маслом.

Однако эти фильтры не нашли применения из-за сложности при эксплуатации в условиях отрицательных температур, в местах с



повышенной запылённостью воздуха, а также из-за недоработки конструкции привода.

На смену этим сеткам пришла многослойная пористая ткань, которая надевалась на рамку вместо сетки. Однако применение ткани вместо сетки также оказалось неудачным из-за необходимости частой её замены для обеспечения высокой степени очистки воздуха, что приводило к быстрому росту перепада давления на фильтре и, как следствие, росту разрежения на входе.

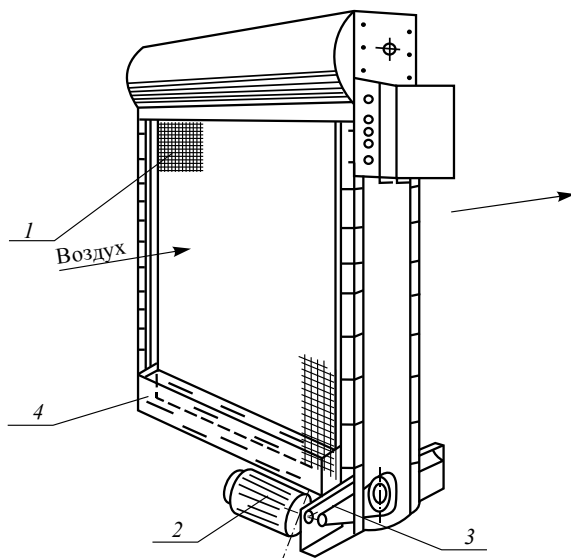


Рис. 3.8

Широкое распространение в эксплуатации на КС получили комплексные воздухоочистительные устройства (рис. 3.9), состоящие из козырька 1; коллектора антиобледенительной системы 2; инерционных жалюзийных фильтров 3; кассетных фильтров-элементов 4; байпасного клапана 5; воздуховода к компрессору 6; вентиляторов отсоса пыли 7, оборудованных жалюзийными и циклонными инерционными фильтрами-элементами (рис. 3.10). Жалюзийно-инерционными фильтрами (рис. 3.10, а) оборудованы практически все авиаприводные агрегаты: 1 – вход воздуха; 2 – выход воздуха; 3 – отсос загрязнённого воздуха; 4 – конус отвода очищенного воздуха; 5 – завихритель; 6 – корпус; 7 – выход пыли. В этих устройствах воздух подаётся на вход фильтра через прямоугольные



отверстия 1. Частицы пыли за счёт инерции попадают в камеру 3, откуда отсасываются вентиляторами. Сам цикловой воздух очищается путём изменения направления движения. На агрегатах ГТК-25И применяется двухступенчатая система очистки воздуха, состоящая из инерционно-жалюзийного фильтра первой ступени и фильтра-элемента кассетного типа второй ступени (рис. 3.11). ГТК-25И включает в себя: 1 – фильтры инерционные жалюзийные; 2 – фильтр-элемент кассетный; 3 – вентилятор отсоса пыли; 4 – коллектор загрязнённого воздуха.

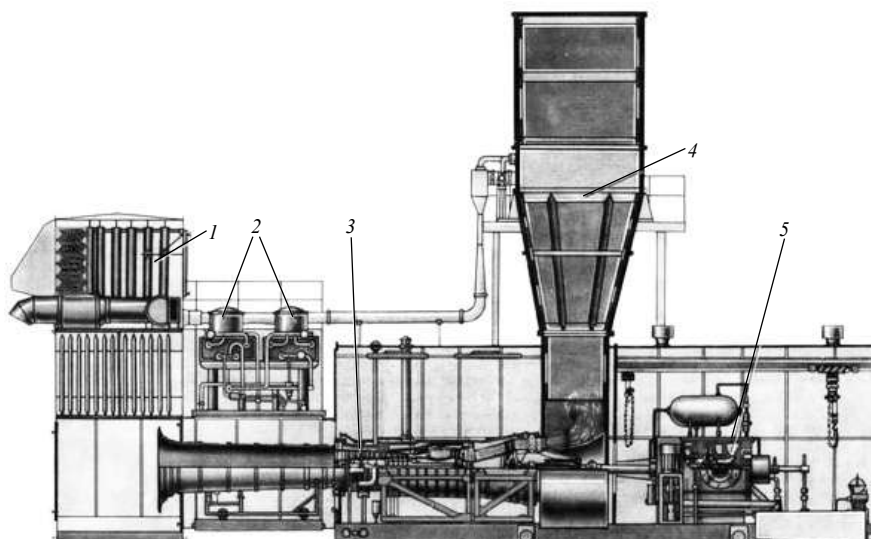


Рис. 3.9

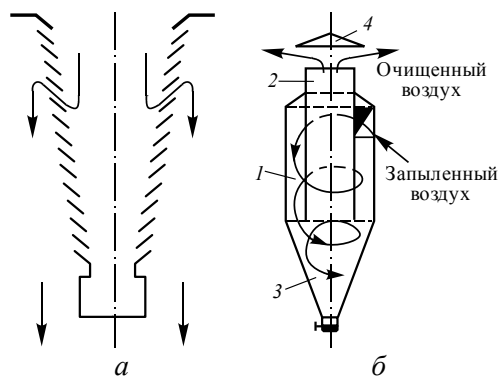


Рис. 3.10

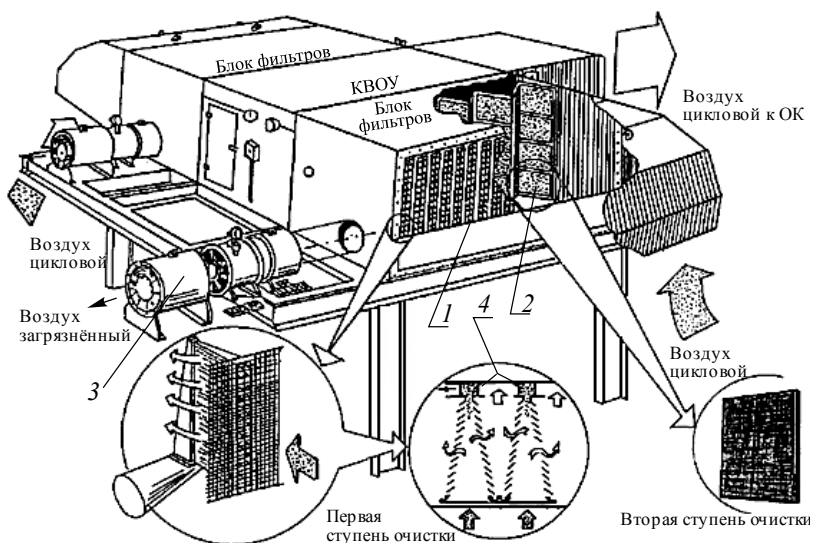


Рис. 3.11

В новых конструкциях КУВ наметилось два направления.

1. КУВ, где в качестве первой ступени устанавливаются фильтры с элементами циклонного инерционного типа, а в качестве второй ступени – фильтры, изготовленные из специальной ткани. Именно этими фильтрами оснащаются ГПА нового поколения типа «Урал-12М».

2. На агрегатах «Солар» и ГТК-25ИМ последних разработок вновь стали применяться самоочищающиеся фильтры. Однако их конструкция и работа принципиально отличаются от ранее используемых самоочищающихся сетчатых фильтров. Эти фильтры, несколько бóльшие по размерам в сравнении с ранее применявшимися, по конструкции аналогичны бумажным масляным фильтрам, но используют специальную бумагу, сохраняющую свои свойства в процессе работы.

Последние (самоочищающиеся фильтры), видимо, получат широкое внедрение из-за большой степени очистки, простоты эксплуатации и стабильности своих параметров в процессе работы.

При эксплуатации ГПА на фильтрах КУВ необходимо:

- обеспечивать определённый интервал перепада давления, который составляет 10...60 мм вод. ст. и способствует своевременной и эффективной очистке фильтрующих устройств;



- не допускать работу ГПА с открытым байпасным клапаном и следить за его настройкой и исправным состоянием.

Увеличение разрежения на входе ведёт к увеличению потребляемой мощности (на ΔN) и снижению КПД (на $\Delta \eta$) ГПА, изменение которых показано на примере двигателя ДТ-71П (рис. 3.12).

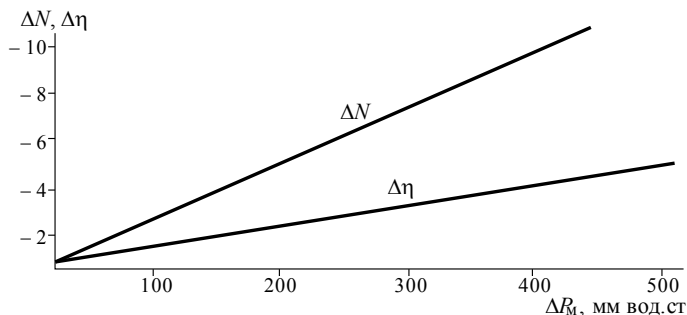


Рис. 3.12

Кроме главного своего назначения – очистки воздуха, КУВ должна ещё глушить шум, возникающий от работы осевого компрессора. Блок шумоглушения должен снижать уровень звукового давления на территории компрессорной станции до 80 дБ на частоте 1 кГц в соответствии с нормами СН 1004–74.

Опыт эксплуатации газотурбинных установок на магистральных газопроводах свидетельствует о том, что при понижении температуры наружного воздуха практически в любых природно-климатических условиях эксплуатации возможно обледенение входного тракта ГПА. Наиболее вероятными условиями обледенения являются температуры наружного воздуха в диапазоне от +3 до –5 °С при относительной его влажности больше 80 %.

Обледенению в той или иной степени подвержены все элементы воздухозаборного устройства (фильтры, шумоглушители, крепёжные детали и т. п.). При появлении обледенения гидравлическое сопротивление на входе возрастает, что может привести не только к помпажу осевого компрессора, но и к разрушению воздухозаборной камеры. Кроме того, оторвавшиеся куски льда могут быть занесены потоком воздуха в проточную часть компрессора и вызвать разрушение его проточной части.

Чтобы избежать обледенения входного тракта ГТУ, используют различные противообледенительные системы, основанные на подо-



греве циклового воздуха на входе в компрессор. При включении в работу системы подогрева циклового воздуха его температура повышается примерно на 10...12 °С.

На газотурбинных установках применяют следующие схемы подогрева циклового воздуха:

- подогрев горячим воздухом, отбор которого осуществляется из воздухопровода за осевым компрессором ГТУ. Эта схема применяется в основном для стационарных и импортных ГТУ;

- подогрев циклового воздуха смесью воздуха, отбираемого после компрессора или одной из его ступени, и выхлопных газов. Эта схема применяется на авиаприводных ГПА;

- подогрев циклового воздуха теплым воздухом, отбираемым после АВО масла. Применяется в основном на стационарных ГТУ с расположением АВО масла под воздухозаборной камерой.

Подогрев подверженных обмерзанию элементов входного тракта ГТУ горячим воздухом, отбираемым за компрессором, – наиболее эффективный способ защиты от обледенения. Недостатком такой схемы является ограничение по количеству отбираемого воздуха за компрессором и с термодинамической точки зрения сам подогрев воздуха, приводящий к увеличению мощности осевого компрессора.

При использовании первой схемы для смешивания горячего и циклового воздуха используют специальные устройства – смесители. Место расположения смесителей и их конструкция зависят от типа агрегата. Так, на агрегатах ГТК-10, ГТ-750-6 используют смесители кольцевого типа, устанавливаемые на всасывающем трубопроводе осевого компрессора (рис. 3.13).

Горячий воздух подаётся на смеситель по четырём подводам с дроссельными шайбами, регулирующими расход. Схема обвязки обеспечивает отбор горячего воздуха после регенераторов в равной степени из левого и правого трубопровода. Электроприводная задвижка 2, регулирующая расход горячего воздуха, управляется с ГЦУ. Конструкция смесителя обеспечивает качественное перемешивание горячего воздуха из кольцевого канала коллектора смесителя и всасываемого холодного воздуха, что снижает неравномерность температурного поля воздушного потока перед осевым компрессором.



На некоторых газотурбинных установках, а также агрегатах с приводом от авиационных двигателей дополнительно оборудуется система подогрева входного направляющего аппарата (ВНА). Горячий воздух после компрессора подаётся по трубопроводам в кольцевую полость цилиндра осевого компрессора и затем, пройдя по специальным каналам лопаток ВНА и подогревая их, сбрасывается в проточную часть компрессора (рис. 3.13 поз. 1 и 1А). Система обогрева ВНА включается при помощи специально предусмотренного клапана.

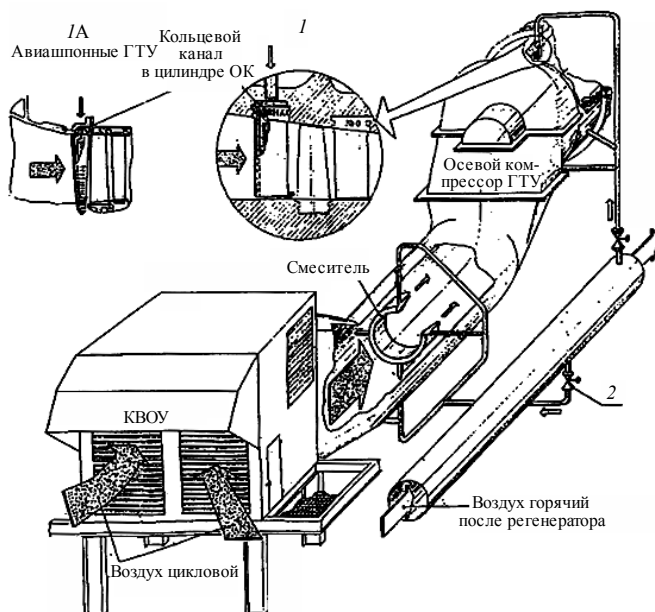


Рис. 3.13

Агрегаты ГТК-25И имеют аналогичную систему подогрева циклового воздуха, за исключением того, что смеситель имеет несколько другую конструкцию и расположен перед фильтрующими элементами ВЗК (рис. 3.14).

Пуск ГПА с ГТУ – самый ответственный этап в организации эксплуатации компрессорной станции. Это связано с тем, что при пуске ГПА одновременно включается в работу очень большое количество систем как самого агрегата, так и вспомогательных систем КС, от подготовки и правильной настройки которых зависит,

насколько надёжно этот пуск осуществляется. В процессе трогания роторов ГТУ начинают расти динамические нагрузки, возникают термические напряжения в узлах и деталях от прогрева ГТУ.

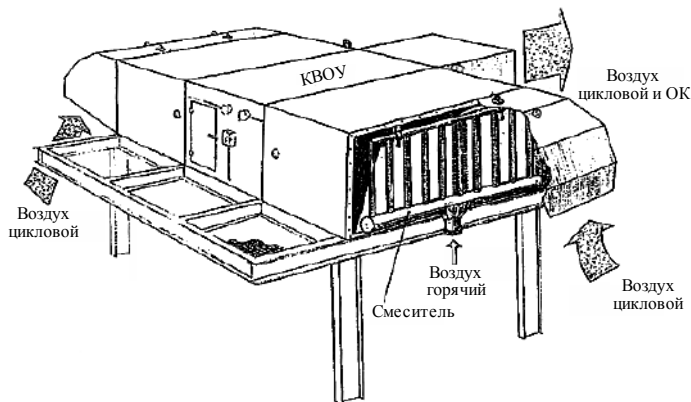


Рис. 3.14

Рост температуры ведёт к изменению линейных размеров лопаток, дисков, изменению зазоров в проточной части, тепловому расширению трубопроводов. При трогании ротора в первый момент не обеспечивается устойчивый гидравлический клин в смазочной системе. Идёт процесс перехода роторов с рабочих колодок на установочные. Компрессор ГПА близок к работе в зоне помпажа. Через нагнетатель проходит большое количество газа при низкой степени сжатия, что ведёт к росту скоростей его прохождения, особенно по трубопроводам рециркуляции, а это вызывает их вибрацию. В процессе запуска до выхода на режим «малого газа» валопроводы некоторых типов ГПА проходят зоны частот вращения, совпадающих с частотой собственных колебаний, и тогда возможны резонансные явления.

Из сказанного можно сделать вывод, что процесс запуска характеризуется очень большим количеством и сочетанием неустановившихся режимов работы, а также периодическим их изменением.

Правильные действия персонала при пуске агрегата – один из главных показателей уровня эксплуатации компрессорной станции. Нарушение технологии ремонта, нарушение регулировок узлов и деталей, любое неправильное действие в процессе пуска, сбой в работе защиты скажутся на пуске и непременно приведут к нарушению алгоритма пуска и его сбою, а при грубых нарушениях –



и к аварийному ремонту ГТУ. Любые сбои на этапе запуска могут существенно влиять и на эксплуатационные показатели в процессе работы машины.

Время пуска зависит от типа ГПА. Для стационарных ГПА оно составляет 20...30 мин, для ГПА с авиационным приводом 5...10 мин. Для стационарных оно больше из-за необходимости обеспечить равномерный прогрев корпусных узлов и деталей ГТУ. Эти узлы и детали имеют большую массу, поэтому для их равномерного прогрева и одинакового расширения необходим больший интервал времени.

Пуск ГПА осуществляется с помощью пусковых устройств. В качестве основных устройств применяются турбодетандеры (газотурбинные двигатели), работающие в основном на перепаде давления природного газа, который предварительно очищается и редуцируется до необходимого давления. Турбодетандеры установлены на всех стационарных и некоторых авиационных ГПА. Иногда в качестве рабочего тела применяется сжатый воздух. Схема обвязки пускового устройства и топливного газа показана на рис. 3.15.

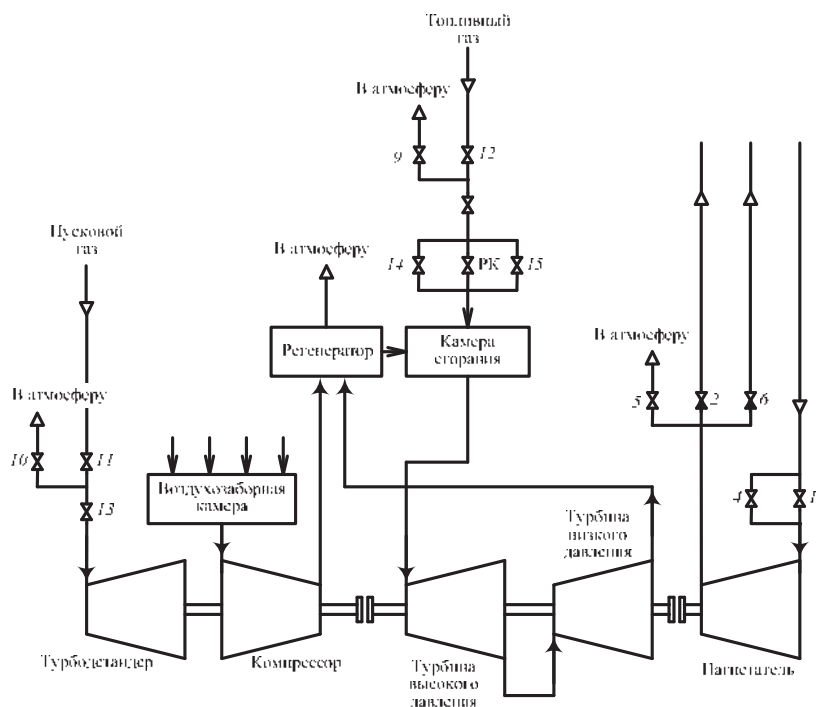


Рис. 3.15



Кроме турбодетандера широко применяются электростартеры в основном на судовых ГПА. Ряд агрегатов оборудован системой гидравлического запуска. Мощность пусковых устройств составляет 0,3...3 % мощности ГПА в зависимости от типа ГПА (авиационные или стационарные).

Рассмотрим типовой алгоритм автоматического запуска стационарного ГПА с полнонапорным нагнетателем, воспользовавшись алгоритмом, приведённым на рис. 3.16. Пуск ГПА происходит в три этапа. На первом этапе раскрутка ротора осевого компрессора и турбины высокого давления происходит только благодаря работе пускового устройства, а сам алгоритм заключается в следующем. После нажатия кнопки «Пуск» включается пусковой насос маслосмазки и насос маслоуплотнения. Открывается кран 4 и при открытом кране 5 осуществляется продувка контура нагнетателя в течение 15...20 с. После закрытия крана 5 и роста давления в нагнетателе до перепада в 0,1 МПа на кране 1 производится его открытие, закрытие крана 4 и открытие агрегатного крана 6. При этом происходит заполнение контура нагнетателя, и такой пуск называется пуском ГПА с заполненным контуром.

Далее включается валоповоротное устройство (ВПУ), вводится в зацепление шестерня турбодетандера, открываются гидравлический клапан 13 и стопорный клапан системы регулирования ГПА. Затем открывается кран 11, закрывается кран 10 и отключается валоповоротное устройство. Агрегат начинает вращаться от турбодетандера.

Первый этап раскрутки заканчивается открытием крана 12 и закрытием крана 9.

На втором этапе раскрутка ротора турбокомпрессора производится совместно турбодетандером и турбиной. При достижении оборотов турбокомпрессора порядка 400...1000 1/мин, достаточных для зажигания смеси, включается система зажигания и открывается кран 15, подающий газ на запальное устройство камеры сгорания.

О нормальном зажигании сигнализирует датчик-фотореле; через 2...3 с открывается кран 14 и начинается подача газа на дежурную горелку. Примерно через 1...3 мин после поднятия температуры в КС до 150...200 °С заканчивается первый этап прогрева, открывается регулирующий клапан РК на величину 1,5...2 мм и начинается второй этап прогрева, который продолжается ~10 мин.

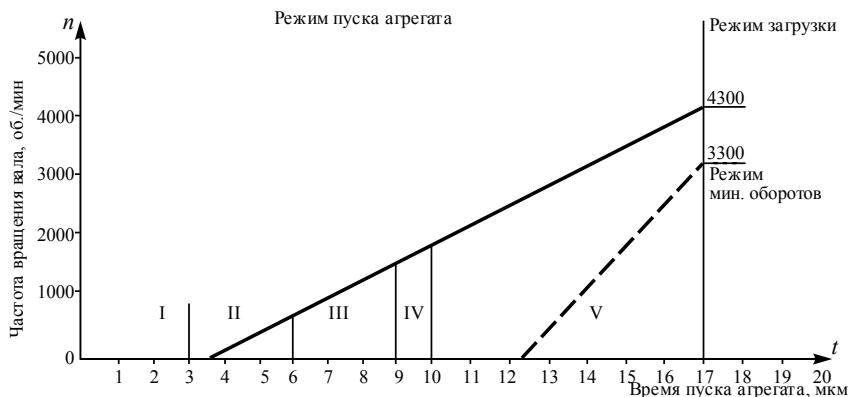


Рис. 3.16

I стадия – включение ПМН, МНУ; открытие крана 4; закрытие крана 5; открытие крана 1 и 2; закрытие крана 4;

II стадия – включение муфты турбодетандера, открытие крана 13, включение ВПУ, открытие стопорного крана и крана 11; включение турбодетандера, отключение ВПУ, срабатывание РДВ, открытие крана 12, включение запала (зажигание);

III стадия – прогрев агрегата на дежурной горелке 2...3 мин;

IV стадия – открытие РК, прогрев 1 мин;

V стадия – отключение турбодетандера закрытием крана 13, вывод из зацепления муфты турбодетандера, закрытие крана 11.

Дальнейшее открытие РК с интервалом 1 мин для ступенчатого прогрева ГТУ.

Затем постепенно увеличиваются обороты турбины высокого давления за счёт дальнейшего открытия газорегулирующего клапана. При увеличении оборотов примерно до 40...45 % от номинального значения турбина достигает режима самоходности; закрываются краны 13 и 11, открывается кран 10. При выходе из зацепления муфты турбодетандера заканчивается второй этап раскрутки ротора.

На третьем этапе происходит дальнейший разгон ротора турбокомпрессора с постепенным увеличением подачи газа в камеру сгорания. При этом закрываются антипомпажные клапаны осевого компрессора, турбоагрегат переходит работать с пусковых насосов на основные, приводимые во вращение уже от роторов агрегата. Как только частота вращения достигает величины, равной частоте вращения других нагнетателей цеха, открывается кран 2 и закрывается агрегатный кран 6, включается табло «Агрегат в работе».



Пуск агрегата запрещается:

- при неисправности любой, хотя бы одной защиты на ГПА;
- не до конца собранных деталях и трубопроводах агрегата;
- повышенном перепаде масла на фильтрах, неудовлетворительном качестве масла, наличии утечек масла смазки и масла уплотнения;
- неустранении дефектов, обнаруженных на ГПА, до вывода в ремонт;
- вынужденной и аварийной остановке до устранения причины, вызвавшей её;
- неисправности системы пожаротушения и контроля загазованности, а также при обнаружении промасленных участков газопроводов и воздухопроводов.

ГПА с приводом от электродвигателей строились в основном на газопроводах, проходивших через развитые промышленные и центральные районы страны, имеющие резерв электроэнергии.

По сравнению с другими типами приводов электроприводные ГПА имеют следующие преимущества:

- высокую надёжность, хотя она и зависит в значительной степени от внешних источников питания (энергосистем);
- минимальные затраты на капитальный ремонт;
- большой моторесурс узлов и деталей ГПА;
- простоту автоматизации и управления;
- экологическую чистоту;
- пожаробезопасность.

К недостаткам данного привода следует отнести прежде всего слабую приспособленность ГПА к переменным режимам работы газопровода из-за постоянной частоты вращения ротора электродвигателя, а также рост стоимости электроэнергии, который резко повышает эксплуатационные затраты и делает их в настоящий момент несоизмеримыми с затратами на газотурбинные агрегаты.

В принципе на КС с электроприводными центробежными нагнетателями регулировать производительность можно одним из следующих способов:

- дросселированием газа на входе в нагнетатель;
- регулировкой потока газа путём установки входного поворотного направляющего аппарата перед колесом нагнетателя;



- байпасированием потока газа;
- заменой сменной проточной части (СПЧ) нагнетателя;
- изменением передаточного числа в редукторе путём замены пары колеса и шестерни;
- установкой гидромуфты;
- изменением частоты вращения электродвигателя;
- изменением количества работающих ГПА.

Регулирование путём дросселирования давления газа на входе в нагнетатель можно выполнять с помощью дросселирующего органа, например, регулятора, который создаёт дополнительное гидравлическое сопротивление, в результате чего искусственно изменяется характеристика газопровода на входе в нагнетатель. Так, при дросселировании производительность нагнетателя уменьшается, потребляемая при этом мощность электродвигателя также снижается, но незначительно. Краны-регуляторы устанавливаются, как правило, на входе в цех, за краном 7 по ходу газа или иногда на трассе газопровода, где необходимо обеспечить плавное снижение (сброс) давления газа из трубопровода, имеющего более высокое давление. Дросселирование газа ведёт к резкому увеличению энергозатрат и является самым неэкономичным способом регулирования производительности нагнетателя. Однако этот способ нашёл применение на некоторых компрессорных станциях благодаря своей простоте. Кран-регулятор также используется на КС при пуске с высоким входным давлением газа для снижения нагрузки на электродвигатели. Управление такими кранами-регуляторами, как правило, автономное и не связано с системой автоматического управления агрегатной автоматикой ГПА.

Регулирование потока газа путём установки входного поворотного направляющего аппарата (ВПНА) осуществляется изменением входного угла направления потока газа на лопатки рабочего колеса нагнетателя. Применение ВПНА позволяет плавно изменять производительность нагнетателя и поддерживать при этом максимально возможный КПД. При этом диапазон регулирования, который может обеспечить ВПНА, может быть равен диапазону регулирования оборотов газотурбинной установки, а для нагнетателя составлять диапазон изменения частоты вращения в пределах $0,8 \dots 1,0$ от номинальной. С помощью ВПНА можно довести загрузку электроприводного ГПА до номинальной при последовательно или парал-



тельно работающих нагнетателях. В результате этого увеличивается использование полезной мощности, т. е. растёт экономическая эффективность ГПА. Изменение рабочей характеристики нагнетателя с помощью ВПНА является весьма эффективным способом регулирования. Надёжная и достаточно простая конструкция входного поворотного направляющего аппарата была широко внедрена на агрегатах СТД-4000-2 с одноступенчатым нагнетателем типа 280-11 и неплохо зарекомендовала себя в работе. Попытка внедрить ВПНА на ГПА с электроприводом типа СТД-12500-2 с полнонапорными нагнетателями из-за сложности этой конструкции пока не получила распространения.

Регулирование производительности путём перепуска части сжатого газа с выхода нагнетателя на вход, т. е. байпасированием, приводит к резкому понижению коэффициента полезного действия КС из-за большой потери энергии в результате перепуска. Поэтому такой способ регулирования, как правило, не применяется. Использование способа имеет место при технологическом процессе, связанном с пуском или остановкой КС или ГПА, а также в аварийной ситуации – при приближении рабочей точки нагнетателя к зоне помпажа. В этом случае такой способ регулирования используется, но, как правило, кратковременно.

На основе анализа режима работы ЭГПА в процессе эксплуатации можно подобрать или создать сменную проточную часть, которая в конкретных условиях имела бы рабочие характеристики, необходимые для наиболее экономичной работы ЭГПА. Этот способ часто применяют в эксплуатации, поскольку он очень эффективен при массовой замене сменных проточных частей, а также на станциях подземного хранения газа.

Регулирование характеристик ЭГПА можно производить и путём изменения передаточного числа в редукторе, однако из-за своей дороговизны этот способ применяется крайне редко, в основном при модернизации ЭГПА.

Установка гидромурфты для обеспечения регулирования нагнетателя не нашла применения из-за их очень низкого КПД и повышения эксплуатационных расходов, связанных с обслуживанием и ремонтом.

Одним из наиболее эффективных способов регулирования режима работы нагнетателя ГПА является применение электродвига-



телей с регулируемой частотой вращения. Первые попытки создать такую конструкцию были сделаны на электродвигателях типа СДСЗ-4500-1500. Электродвигатель был специально разработан для применения его с электронным оборудованием, позволяющим регулировать производительность нагнетателя посредством изменения частоты вращения. Однако используемые в то время полупроводники были недостаточно надёжны, конструкция системы регулирования существенно усложняла эксплуатацию, понижала в целом надёжность работы всей компрессорной станции, что не позволило применить ее в эксплуатации. Работы по данному направлению продолжаются, разработаны и достигли наилучших показателей системы, на которых применяются специальные преобразователи, позволяющие изменять частоту вращения приводного двигателя ГПА.

В настоящий момент на ряде КС реализованы технические решения по применению регулируемого электропривода на сверхмощном (25 МВт) синхронном двигателе типа 4Б284-021. Этот тип привода предназначен для разгона нагнетателя с нулевых оборотов и поддержания заданной частоты вращения в зависимости от режима работы компрессорной станции.

В состав электроприводных ГПА входит следующее основное оборудование (рис. 3.17):

- синхронный электродвигатель 1 мощностью от 4 до 25 МВт;
- редуктор 2 (мультипликатор) для ГПА мощностью от 4 до 12,5 МВт;
- нагнетатель 3 полнонапорный, характерен для мощностей 12,5...25 МВт, неполнонапорный применяется в составе агрегата мощностью 4...12,5 МВт.

Всё это оборудование, как правило, устанавливается на двух рамах и связано между собой промежуточными валами, передающими крутящий момент от приводного электродвигателя. Кроме этого, в состав ГПА входят:

- обвязка ГПА 4;
- системы контроля, управления и защиты 5;
- системы маслосмазки, маслоуплотнения 6;
- кран-балки 7, 8;
- система электросилового питания с кабельным каналом 9.

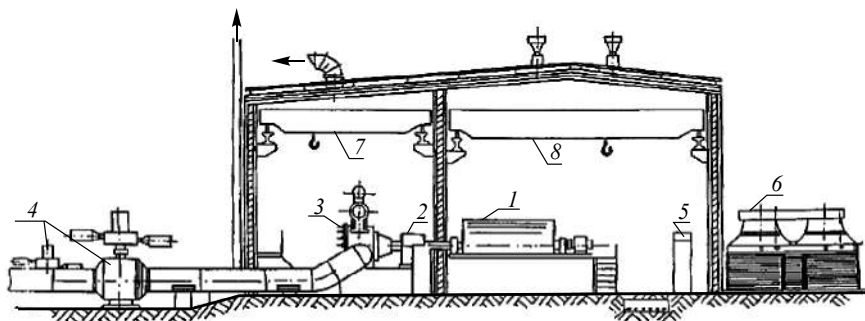


Рис. 3.17

Крановые обвязки центробежных нагнетателей имеют такое же исполнение, как и на газотурбинных ГПА, и это исполнение зависит от типа нагнетателя: неполнонапорного или полнонапорного.

Полнонапорный нагнетатель может один обеспечить на КС необходимую степень сжатия газа (полный напор). Как правило, за редким исключением, электроприводные ГПА устанавливаются в компрессорных цехах (рис. 3.17). Электродвигатель 1 устанавливается в машинном зале, а редуктор 2 и нагнетатель 3 – в галерее нагнетателей. Количество устанавливаемых агрегатов в цехе зависит от их мощности, требуемой степени сжатия и производительности газопровода.

Для ГПА мощностью 4...4,5 МВт количество агрегатов обычно колеблется от 7 до 10. Для ГПА мощностью 12,5 МВт их количество составляет примерно 7 или 8 для полнонапорных нагнетателей и 4 – для неполнонапорных. Агрегаты мощностью 25 МВт устанавливаются из расчёта три агрегата на одну нитку газопровода. Новый тип агрегатов мощностью 6,3 МВт начал применяться в последнее время на станциях подземного хранения газа, и количество агрегатов здесь определяется объёмом закачки газа в хранилище.

Схематично конструкция синхронного электродвигателя типа СТД-4000-2 показана на рис. 3.18. Электродвигатель СТД-4000-2 – двигатель с разомкнутым циклом вентиляции, включающий в себя: 1 – статор; 2 – ротор; 3 – подшипники опорные; 4 – обмотки статора; 5 – пакеты статора; 6 – опорную раму.

Силовой вал двигателя соединяется с валом приводного механизма посредством полумуфты. Статор состоит из пакетов, разделённых вентиляционными каналами.

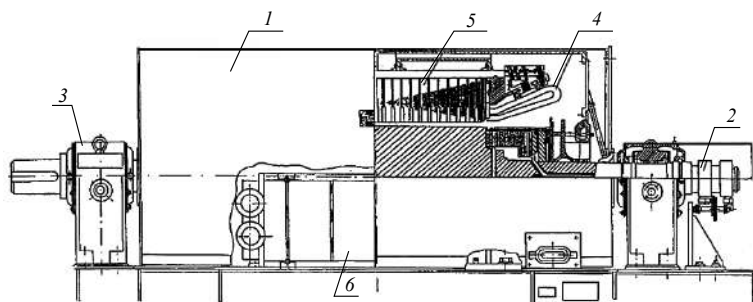


Рис. 3.18

Пакеты запрессованы в корпус статора между нажимными кольцами из немагнитного чугуна, которые удерживаются продольными рёбрами и шпонками. Обмотка статора двухслойная с укороченным шагом; её изоляция относится к классу нагревостойкости *B*. Состоит она из стеклослюдинитовой и стеклянной лент, пропитанных эпоксидным компаундом совместно с сердечником статора, что обеспечивает надёжное крепление обмотки в лобовой части и пазах и улучшает отвод теплоты от обмотки за счёт хорошего контакта изоляции с железом статора и склейки листов сердечника. Начало и конец обмотки статора выведены через высоковольтные изоляторы наружу.

Ротор двигателя имеет пазы, в которые уложена и запрессована обмотка возбуждения с изоляцией класса *E*. Лобовые части обмотки сверху закрыты стеклотекстолитовыми сегментами и бандажными кольцами из алюминиевого сплава. На роторе установлены центробежные вентиляторы и направляющие аппараты, обеспечивающие равномерный вход воздуха в двигатель. Двигатель выполнен на подшипниках скольжения с циркуляционной смазкой под давлением.

Важнейшим элементом электроприводных ГПА является редуктор. На всех типах электроприводных ГПА применяются повышающие редукторы – мультипликаторы. Установка повышающего редуктора связана с необходимостью получить максимальный КПД нагнетателя, поскольку в стране пока не производятся электродвигатели с частотой вращения, оптимальной для нагнетателя. Наличие повышающего редуктора, естественно, ведёт к определённому снижению КПД агрегата, но при этом резко увеличивается КПД самого нагнетателя. Для охлаждения электродвигателя и создания в



нём избыточного давления применяется воздух. Охлаждающий воздух должен быть чистым, с температурой не выше 35 °С, не содержать пыли и взрывоопасных примесей. Пыль загрязняет вентиляционные каналы и обмотки, что нарушает нормальное охлаждение двигателя, приводит к его перегреву и снижению эксплуатационной надёжности.

Однако эта система охлаждения статоров электродвигателей не нашла широкого применения из-за следующих недостатков:

- необходимости охлаждать воздух до 30 °С, что требует большого количества аппаратов охлаждения и ведёт к увеличению эксплуатационных затрат;
- снижения надёжности работы ГПА из-за увеличения отказов системы водяного охлаждения, особенно в зимний период эксплуатации.

Эти недостатки были исключены после перехода на систему с разомкнутым циклом охлаждения статора.

При такой системе охлаждения в кожухе двигателя предусмотрены специальные окна для забора воздуха из машинного зала. Для очистки охлаждающего воздуха установлены матерчатые фильтры. Схема системы охлаждения показана на рис. 3.19. В неё входят: 1 – ротор; 2 – пакеты статора; 3 – вентилятор; 4 – радиальные каналы охлаждения статора; 5 – обшивка статора; 6 – воздушные фильтры; 7 – кожух; 8 – жалюзи подачи теплого воздуха в машинный зал.

Центробежные вентиляторы, расположенные на валу ротора, нагнетают воздух в зону лобовых частей обмотки статора (зона высокого давления). Выходя из зоны высокого давления, воздух распределяется на два потока. Первый поток проходит в воздушную полость двигателя и через вентиляционные радиальные каналы между пакетами статора выходит под обшивку статора (зона горячего воздуха).

Второй поток по перепускным каналам проходит к средним пакетам и по радиальным каналам между ними попадает в воздушный зазор двигателя, откуда через каналы крайних пакетов выходит под обшивку статора, смешиваясь с первым потоком. Через боковые жалюзи двигателя и по коробу воздух выводится за пределы компрессорного цеха. На коробе имеются жалюзи, посредством которых в зимний период эксплуатации горячий воздух может использоваться для обогрева помещения машинного зала.

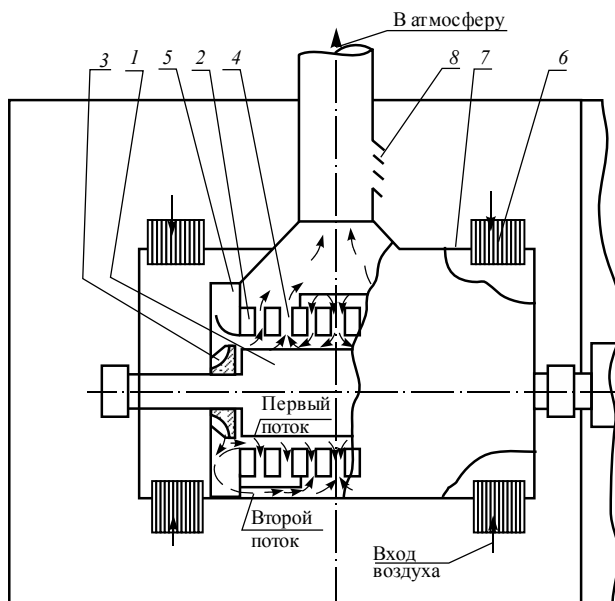


Рис. 3.19

Ротор двигателя охлаждается прямым обдувом воздуха от тех же вентиляторов. Степень загрязнения матерчатых фильтров контролируется датчиками перепада давления типа ДПН-25. При возрастании перепада давления до 40 мм вод. ст. фильтры заменяются. Эффективность работы системы охлаждения достигается с помощью термометров сопротивления путём замера температуры охлаждающего воздуха на входе вентиляторов и горячего воздуха на выходе из статора.

С помощью датчиков сопротивления типа ТСМ-11, изготовленных из медной проволоки, контролируется температура в наиболее горячих частях статора. В каждой фазе уложено по одному датчику сопротивления на дно паза – «сталь» и между слоями обмотки – «медь». Температура обмоток ротора и стали статора не должна превышать 130 °С.

При установке ГПА в индивидуальных укрытиях или в компрессорных цехах без разделительной стенки их оборудуют системой создания избыточного давления воздуха, которая предназначена для продувки электродвигателя воздухом перед пуском и поддержания избыточного давления воздуха под кожухом электропривода во время его работы. Перед пуском электродвигатель



продувается 5...6-кратным объемом воздуха. Избыточное давление препятствует проникновению газа во внутренние полости двигателя и образованию взрывоопасной смеси. Поступающий под кожух воздух служит также для охлаждения двигателя во время его работы. На рис. 3.20 показана принципиальная схема создания избыточного давления (продувки) электродвигателя ЭГПА-25.

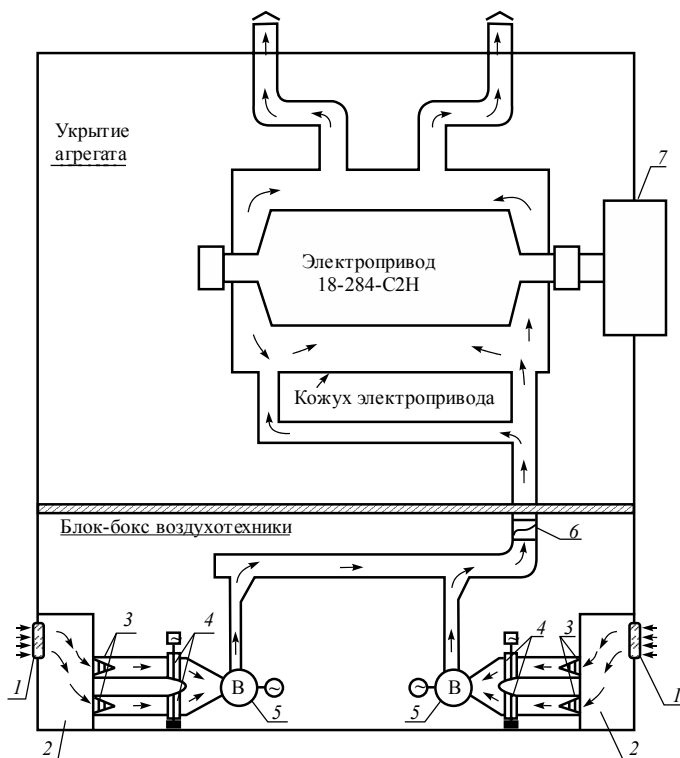


Рис. 3.20

Оборудование для создания воздушного затвора расположено в отдельном блок-боксе. Воздух, засасываемый двумя вентиляторами 5, проходит через противодождевые жалюзи 1 и попадает в пылеулавливающую камеру 2, где оседают крупные частицы пыли. Далее воздух проходит через сетчатые фильтры тонкой очистки 3, подогреватели воздуха 4 и поступает на центробежный вентилятор 5. После прохождения противопожарного клапана 6 воздух поступает в помещение, где установлен агрегат и по



системе воздухопроводов подается под кожух двигателя, после чего по свечному воздухопроводу отводится за пределы ГПА. Автоматически включающиеся электроподогреватели 4 (рис. 3.20) предназначены для подогрева воздуха, когда его температура на входе ниже 20 °С. Нагнетание воздуха происходит через центробежный нагнетатель 7.

Противопожарный клапан 6 служит для прекращения подачи воздуха под кожух двигателя в случае возникновения пожара.

Система «воздушный затвор» автоматически отключается:

- при срабатывании сигнализации «пожар в двигателе»;
- переходе агрегата в режим «остановка»;
- закрытии противопожарного клапана;
- понижении избыточного давления под кожухом двигателя менее 200 Па;
- по команде оператора.

Отключение «воздушного затвора» приводит к аварийной остановке агрегата. Вентиляционная система – система избыточного давления (продувки) воздуха – в данном случае является индивидуальной для каждого двигателя. При отключении этой системы или при понижении давления произойдет аварийная остановка ГПА. Без создания избыточного давления и без предварительной продувки двигателя автоматическая система управления не разрешит пуск ГПА.

Во всех электроприводных газоперекачивающих агрегатах применена принудительная циркуляционная общая система маслоснабжения, которая обеспечивает:

- смазку подшипников приводного электродвигателя, редуктора и нагнетателя;
- подачу масла на рабочие шестерни редуктора, муфты агрегата, реле осевого сдвига нагнетателя;
- уплотнение нагнетателя.

В отличие от ГПА с газотурбинным приводом в системе маслоснабжения ЭГПА отсутствует гидравлическая система регулирования работы приводного агрегата, что значительно упрощает маслосистему. Масло к узлам ЭГПА подается главным маслососом шестерённого или центробежного типа, расположенным на корпусе редуктора, с приводом от вала колеса редуктора (рис. 3.21). Фраг-

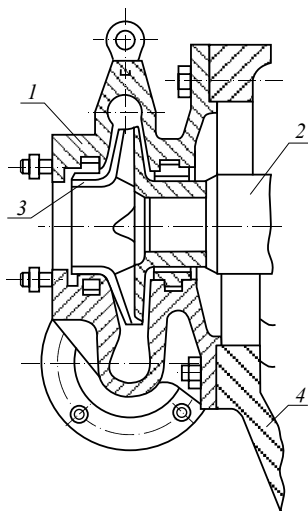


Рис. 3.21

мент общего вида содержит: 1 – насос шестерёнчатый; 2 – приводной вал; 3 – колесо редуктора; 4 – корпус редуктора.

Постоянство частоты вращения электропривода и колеса редуктора обеспечивает необходимое стабильное давление за насосом. На ГТУ же подача масла во все узлы агрегата (за исключением системы уплотнения нагнетателя) выполняется главным масляным насосом типа ГМН, расположенным на валу ротора компрессора или приводимым во вращение от других узлов установки. При этом давление масла за насосом зависит от оборотов приводного органа и обеспечивается регулятором давления.

На период пуска и остановки ЭГПА, когда главный масляный насос не работает или подаёт масло в недостаточном количестве, подачу масла обеспечивает пусковой насос с электроприводом на переменном токе.

В маслосистеме агрегата масло забирается насосами из масляного бака. В отличие от ГТУ, где маслобак обычно расположен в раме под агрегатом, на ЭГПА маслобак находится рядом с электродвигателем, на отдельной раме маслобака. Такая компоновка улучшает работу центробежных насосов маслосмазки.

Фильтрация масла от посторонних включений, так же как и в ГТУ, производится сетчатыми фильтрами внутри масляного бака.

Масло, подаваемое в систему, охлаждается в аппаратах воздушного охлаждения (АВО). Из-за меньших тепловыделений и меньшего теплосъёма в подшипниковых узлах на ЭГПА достаточно одной-двух секций АВО. В газотурбинных ГПА применяется минимум три секции: две – для ГТУ и одна – для нагнетателя.

Температура масла при пуске должна быть не ниже 35 °С, что обеспечивается прокачкой масла через подогреватели. Для подогрева масла на ЭГПА типа СТД-12500-2 применяются водяные подогреватели, встроенные в масляный бак агрегата. Для более мощных агрегатов используются электронагреватели (ТЭН). При работе ЭГПА температура подшипников не должна превышать 70 °С.



Для нормальной работы агрегата в системе маслоснабжения ЭГПА, так же как и в ГТУ, используют различные уровни давления масла, которые обеспечиваются установкой шайб с разным проходным сечением. Надёжная смазка подшипников электродвигателя и редуктора достигается подачей масла под давлением 0,05...0,1 МПа. Опорно-упорный подшипник нагнетателя, несущий большие нагрузки, для надёжной работы требует более высокого давления – 0,5 МПа. Такое же давление масла используется и на линии всасывания винтовых маслососов системы уплотнения нагнетателя и на реле осевого сдвига. В аккумулятор и на опорный подшипник нагнетателя, который одновременно является уплотняющим элементом, масло подаётся винтовым маслососом с давлением на 0,1...0,3 МПа выше, чем давление газа в нагнетателе.

В системе газотранспортных систем в целом ряде случаев используются компрессорные станции, включающие в себя цеха с газотурбинным и электрическим приводом центробежных нагнетателей. Примерами могут служить КС «Алгасово» с ГПА типов ГТК-10-4, ГТНР-10, ГПА-Ц-6,3 и STD-4000-2; газопроводы Средняя Азия – Центр, Петровск – Елец; компрессорная станция «Долгое» с агрегатами ГТК-25И, ГПА-Ц-16 и STD-12,5; КС «Донское» с агрегатами ГТН-25-1 и STD-12,5 на газопроводе Уренгой – Ужгород производственного предприятия «Мострансгаз». Аналогичное положение имеет место на КС «Самсоновская», «Демьянская», «Туртасская», «Ярковская» и «Богандинская» газопроводов «Уренгой – Сургут – Тюмень» предприятия «Сургутгазпром» и т. д.

Исходя из особенностей режима работы ГТУ и электродвигателя для привода центробежных нагнетателей в условиях переменного режима работы газопровода, учитывая различия в ценах на электроэнергию и топливный газ, необходимо рассматривать возможность оптимального использования этих видов привода на компрессорной станции.

Обычно количество компрессорных цехов на станции соответствует количеству ниток газопровода. Каждый цех по проекту должен работать на свою нитку трубопровода. Поскольку отечественный электропривод имеет постоянную частоту вращения вала нагнетателя и, следовательно, регулирование подачи газа при переменном режиме работы газопровода за счёт изменения частоты вращения нагнетателя исключено, целесообразно объединить цеха



КС с различными видами ГПА перемычками на входе и выходе станции. Такая реконструкция в определённой степени упрощает регулирование режимов КС в целом и приводит к значительной экономии энергозатрат на транспортировку газа по станции в целом.

Действительно, при совместной параллельной работе этих видов привода работу электроприводных агрегатов можно выполнять в базовом режиме, а работу ГТУ – в режиме регулирования производительности. Рассмотрим принцип работы КС при совместном использовании ЭГПА и ГТУ с помощью кривых, приведённых на рис. 3.22 (*а* – характеристика ЭГПА; *б* – характеристика ГПА с ГТУ; *в* – совместная работа ЭГПА и ГТУ).

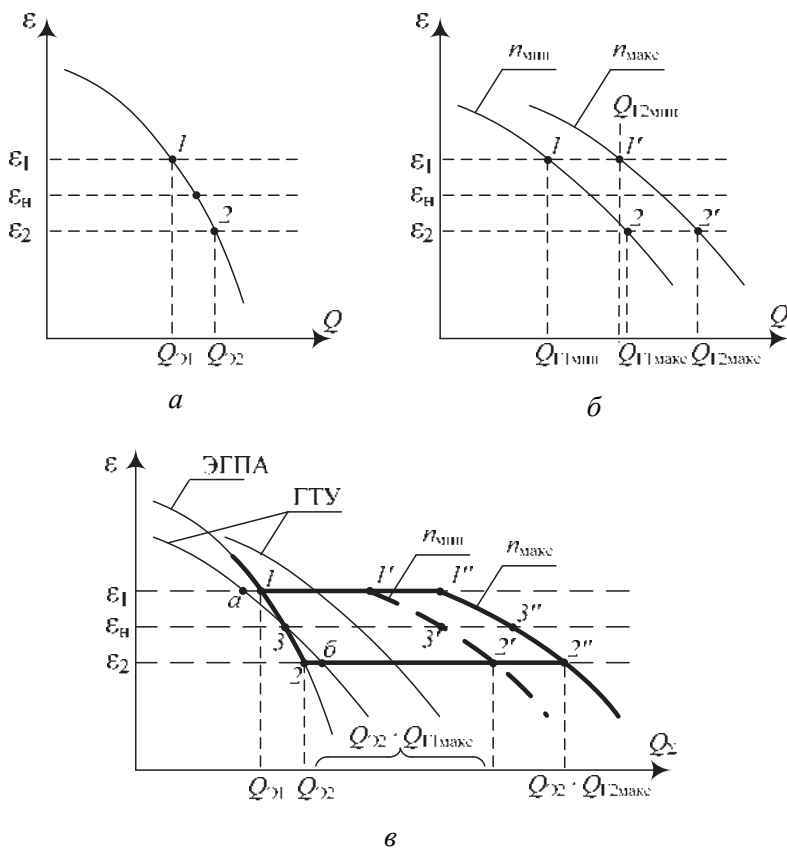


Рис. 3.22



На рис. 3.22, *а* показана характеристика ГПА с электроприводом. При отклонении подачи газа в меньшую до $Q_{Э1}$ и большую до $Q_{Э2}$ сторону в соответствии с характеристикой степень его сжатия изменяется соответственно до величин ε_1 (точка 1 характеристики) и ε_2 (точка 2 характеристики).

На рис. 3.22, *б* приведена зона рабочих характеристик, лежащая между кривыми минимальной (n_{\min}) и максимальной (n_{\max}) частоты вращения вала ГТУ. При изменении степени сжатия газа в тех же пределах, что и в ЭГПА, расход изменяется в существенно большем диапазоне – от $Q_{Г1\min}$ до $Q_{Г2\max}$ и может регулироваться по всей площади фигуры 1–1'–2'–2.

На рис. 3.22, *в* показаны характеристики ГПА с электроприводом и ГТУ, пересечение которых происходит в точке, соответствующей номинальной степени сжатия ε_n . Поскольку совместная работа нагнетателей обоих ГПА происходит при одинаковой величине степени сжатия газа, кривая суммарной подачи Q_{Σ} определяется суммой подач от каждого ГПА, т. е. $Q_{\Sigma} = Q_{Э} + Q_{Г}$, а построение характеристики совместной работы графическим способом сводится к суммированию абсцисс кривых при одинаковых ε .

Зона, в которой возможно регулирование подачи газа, определяется площадью фигуры, замкнутой контуром 1–1'–1''–3''–2''–2'–б–3–1. При снижении подачи дальнейшее нарастание степени сжатия происходит от точки 1 по характеристике ЭГПА, выделенной на рисунке жирной линией (поскольку ГПА с ГТУ отключается). При возрастании подачи (далее точки 2'') снижение степени сжатия происходит по кривой совместной работы, выделенной на рисунке жирной линией.

При снижении частоты вращения вала газотурбинной установки с n_{\max} до n_{\min} зона регулирования подачи газа будет определяться площадью фигуры, замкнутой контуром 1–1'–3'–2'–б–3–1.

При совпадении точек 2 характеристик ЭГПА (рис. 3.22, *а*) и ГТПА (рис. 3.22, *б*) на рис. 3.22, *в* совместной работы точка б совпадёт с точкой 2.

Совместный режим работы ГПА с электроприводом и ГТУ наглядно можно рассмотреть на примере параллельной работы



агрегатов СТД-12500 и агрегатов типа ГТК-10-4 с нагнетателями типа «370». Характеристики нагнетателя в этом случае удобно представить в виде $\Delta h/\eta_m = N/G = f(n, Q)$ (рис. 3.23). Характеристика электроприводной установки представлена кривой $n = 4800$ 1/мин. Одновременно эта же кривая для газотурбинной установки является номинальной кривой характеристики $n_n = 4800$ 1/мин и позволяет осуществить любой режим работы (рис. 3.23).

Если, к примеру, степень сжатия принять равной $\varepsilon = 1,20$, то для электропривода здесь возможен только один режим работы, определяемый пересечением в точке 4 линий $\varepsilon = 1,20$ и $n = 4800$ 1/мин. Этому режиму соответствует подача газа $Q_3 = 600$ м³/мин.

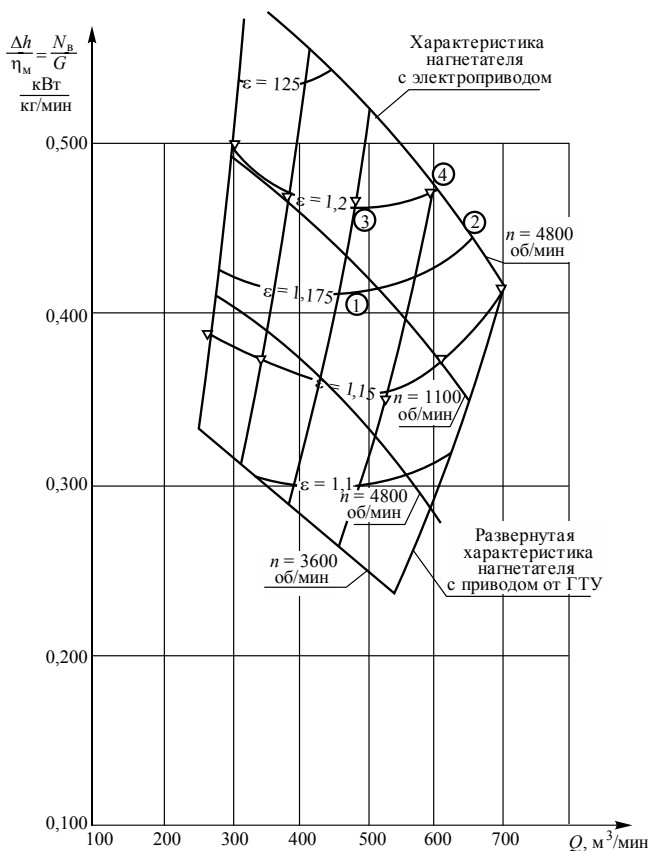


Рис. 3.23



Для ГТУ на кривой $\varepsilon = 1,20$ возможен выбор различных режимов работы, причём эта кривая построена в функции энергозатрат, что даёт возможность оптимизировать работу газоперекачивающих агрегатов по этому показателю.

Минимальным энергозатратам на работу ГТУ при этой степени сжатия соответствует подача газа на уровне $Q_{\Gamma} = 475 \text{ м}^3/\text{мин}$ (точка 3).

Суммарная подача газа при совместной работе этих видов привода составит

$$Q_{\Gamma} = Q_{\Xi} + Q_{\Gamma} = 600 + 475 = 1075 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Суммарные удельные энергозатраты при этом будут

$$N/G = N_{\Xi}/G_{\Xi} + N_{\Gamma}/G_{\Gamma} = 0,478 + 0,462 = 0,960 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{мин}).$$

При максимальной суммарной подаче газа с такой степенью сжатия режим работы нагнетателя с приводом от ГТУ будет совпадать с режимом работы нагнетателя с приводом от электродвигателя, т. е. подача газа для каждого агрегата будет $Q_{\Xi} + Q_{\Gamma} = 600 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Суммарная производительность $Q_{\Gamma} = 1200 \text{ м}^3/\text{мин}$, а суммарные удельные энергозатраты

$$N/G = N_{\Xi}/G_{\Xi} + N_{\Gamma}/G_{\Gamma} = 0,478 + 0,478 = 0,956 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{мин}).$$

Следует заметить, что в условиях параллельной работы ГПА с электроприводом и газотурбинным агрегатом степень сжатия после изменения подачи газа будет устанавливаться одинаковой. При снижении подачи она возрастает, при увеличении – снижается (рис. 2.23).

Рассмотренный способ регулирования может иметь место и при работе агрегатов с различной единичной мощностью. Установление режима совместной параллельной работы агрегатов будет определяться равенством степени сжатия по станции.

Анализ опыта эксплуатации газотурбинного и электрического привода показывает, что рациональность использования того или иного вида в значительной степени обусловлена ценой на топлив-



ный газ для ГТУ и ценой на электроэнергию для электроприводных агрегатов.

Соотношение цен на электроэнергию и топливный газ позволяет в первом приближении определить области рационального использования каждого из них. Расчеты показывают, что при существующих ценах на топливный газ и электроэнергию целесообразность использования газотурбинного привода оправдывается даже при КПД работающих агрегатов на уровне 18...20 %. При повышении численных значений КПД газотурбинного привода область рационального использования его значительно расширяется.

3.2. НАГНЕТАТЕЛИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

Нагнетателями природных газов, являющимися основной частью ГПА, принято называть лопаточные компрессорные машины, повышающие давление в сжимаемом газе выше чем в 1,1 раза и не имеющие специальных устройств для охлаждения газа в процессе его сжатия. Центробежные нагнетатели как для газотурбинных, так и для электроприводных агрегатов имеют аналогичную конструкцию. Они оборудуются такими же системами маслосмазки, маслоуплотнения, контроля и защиты.

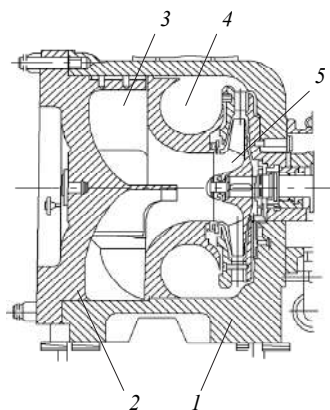


Рис. 3.24

Все нагнетатели условно можно разделить на два класса: неполнонапорные (одноступенчатые) (рис. 3.24) и полнонапорные (рис. 3.25). Рис. 3.24 включает в себя: корпус 1; крышку 2; входную полость 3; выходную полость 4; рабочее колесо 5; рис. 3.25: упорно-опорные подшипники 1 и 12; уплотнители 2, 10, 17; муфту 3; корпус 4; торцовые фланцы 5 и 8; проставочные кольца 6; ротор 7; рабочие колёса первой и второй ступеней сжатия 9; выходную 13 и входную 15 полости; направляющий аппарат 14. Первые, имеющие степень сжатия в одном нагнетателе 1,25...1,27, используются при последовательной схеме компримирования газа на КС, вторые – полнонапорные, имеющие

тателе 1,25...1,27, используются при последовательной схеме компримирования газа на КС, вторые – полнонапорные, имеющие



степень сжатия 1,45...1,51, используются при коллекторной схеме обвязки компрессорной станции.

Важной характеристикой нагнетателя является его производительность. Применительно к газопроводу различают объёмную Q ($\text{м}^3/\text{мин}$), массовую G (кг/ч) и коммерческую подачу газа Q_k ($\text{млн} \cdot \text{нм}^3/\text{сут}$).

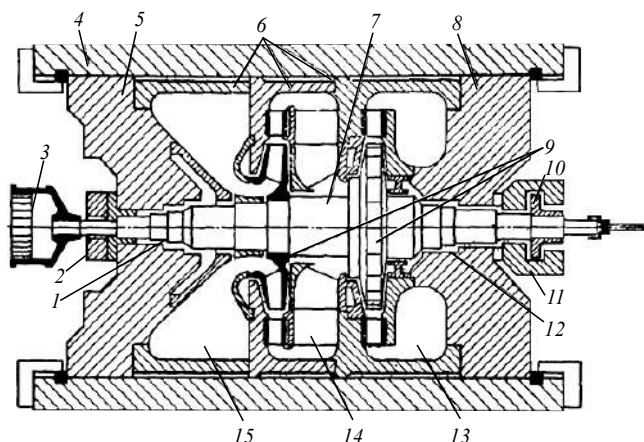


Рис. 3.25

Перевод одних величин в другие выполняется с помощью уравнения Клапейрона и поправки на сжимаемость z газа: $Pv = zRT$. При использовании G килограммов газа применяется уравнение Клапейрона–Менделеева также с использованием поправки на сжимаемость газа: $PQ = GzRT$, где Q – объёмная подача газа; G – массовая подача, характеризующая количество газа, протекающее в единицу времени через сечение всасывающего патрубка.

Коммерческая подача Q_k определяется по параметрам состояния во всасывающем патрубке, приведённым к нормальным физическим условиям ($t = 20^\circ\text{C}$; $P = 0,101 \text{ МПа}$). Для определения коммерческой подачи используется уравнение Клапейрона для нормальных условий: $P_0 v_0 = RT_0$; $Q_k = G / \rho_0$; $\rho_0 = P_0 T_0$.

Характеристики некоторых типов центробежных нагнетателей, используемых на газопроводах, приведены в табл. 3.4.



Таблица 3.4

Тип нагнетателя	Номинальная производительность при 20 °С и 1 МПа	Номинальная частота вращения, об/мин	Объёмная производительность, м ³ /мин	Степень сжатия	Конечное давление на выходе, МПа
370-14-1	19,1	5300	289	1,25	5,66
H-300-1,23	20,0	6150	260	1,24	5,50
H-196-1,45	10,7	8200	196	1,45	5,60
520-12-1	29,3	4800	425	1,27	5,60
370-18-1	36,0	4800	370	1,23	7,60
H-16-56	51,0	4600	800	1,24	5,60
H-16-75	51,0	4600	600	1,24	7,50
H-16-76	31,0	6500	380	1,44	7,50
650-21-1	53,0	3700	640	1,45	7,60
820-21-1	53,0	3700	820	1,45	5,60
<i>Купер–Бессемер</i>					
280-30	16,5	6200	290	1,51	5,60
СДР-224	17,2	6200	219	1,51	7,50
2ВВ-30	21,8	5000	274	1,51	7,50
<i>Нуово–Пиньони</i>					
PCL-802/24	17,2	6500	219	1,49	7,52
PC-L1001-40	45,0	4600	520	1,51	7,52

Каждый тип нагнетателя обладает своей характеристикой, которая строится по его натурным испытаниям.

Под характеристикой нагнетателей принято понимать зависимость степени сжатия ε , политропического КПД ($\eta_{\text{пол}}$) и удельной приведённой мощности $(N_i/\rho_k)_{\text{пр}}$ от приведённого объёмного расхода газа $Q_{\text{пр}}$.

Строятся такие характеристики для заданного значения газовой постоянной $R_{\text{пр}}$, коэффициента сжимаемости $Z_{\text{пр}}$, показателя адиабаты, принятой расчётной температуры газа на входе в нагнетатель T_E в принятом диапазоне изменения приведённой относительной частоты вращения $(n/n_0)_{\text{пр}}$.



Типовая характеристика нагнетателя типа 370-18-1 показана на рис. 3.26.

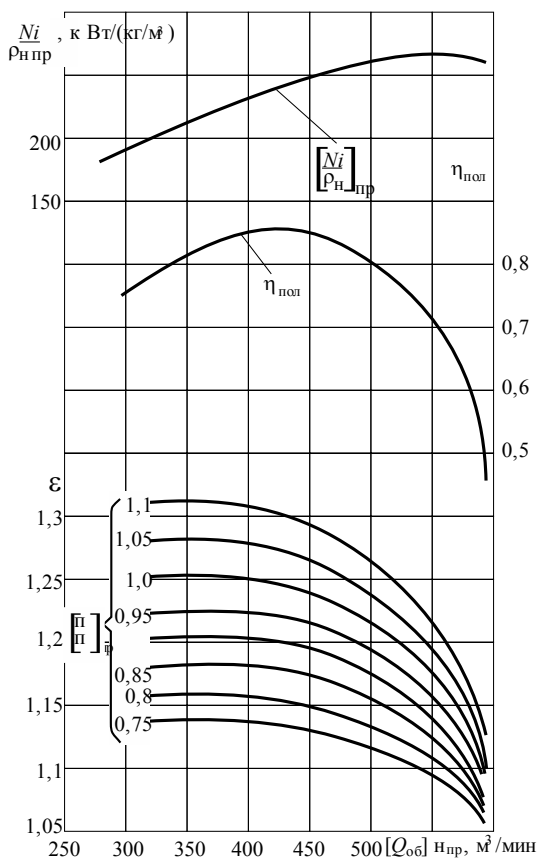


Рис. 3.26

Характеристики других типов нагнетателей как неполнонапорных, так полнонапорных имеют такой же вид. Пользуются характеристиками следующим образом. Имея фактические значения величин R , Z , T_E , n для данных условий, по известным соотношениям определяют приведённую относительную частоту вращения нагнетателя $(n/n_0)_{пр}$:

$$\left(\frac{n}{n_0} \right)_{пр} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{Z_{пр} R_{пр} T_{пр}}{Z_E R T_E}}; \quad (3.1)$$



$$Q_{\text{пр}} = Q_E \frac{n_0}{n}. \quad (3.2)$$

По степени сжатия в соответствии с (3.2) находят приведённый объёмный расход газа $Q_{\text{пр}}$, а затем по соответствующим кривым (рис. 3.26) определяют политропический КПД $\eta_{\text{пол}}$ и приведённую внутреннюю мощность нагнетателя $(N_i / \rho_{\text{п}})_{\text{пр}}$.

Внутренняя мощность, требуемая нагнетателю, определяется соотношением

$$N_i = \left(\frac{N_i}{\rho_{\text{к}}} \right) \left(\frac{n}{n_0} \right)_{\text{пр}}^3 \rho_{\text{к}}. \quad (3.3)$$

В соотношениях (3.1)–(3.3) индексом 0 отмечен номинальный режим работы нагнетателя. Плотность газа при всасывании ρ определяется из соотношения (кг/м³)

$$\rho = P_{\text{вх}} 10^6 / ZRT,$$

где $P_{\text{вх}}$ и T – соответственно абсолютное давление (МПа) и температура (К) при всасывании.

Мощность на муфте привода $N = N_i + N_{\text{мех}}$, где $N_{\text{мех}}$ – механические потери (для газотурбинного привода $N_{\text{мех}} = 100$ кВт, для электропривода $N_{\text{мех}} = 150$ кВт).

Расчётный рабочий расход газа $Q_{\text{пр}}$ для нагнетателей должен быть примерно на 10...12 % больше крайних левых значений расхода, соответствующего условиям начала срыва потока газа по нагнетателю (зоне помпажа). На рис. 3.26 этому соответствует подача газа ~ 360 м³/мин.

Наличие надёжных приведённых характеристик при эксплуатации газотурбинного привода позволяет обслуживающему персоналу выбирать наилучший режим работы в зависимости от конкретных условий. Для центробежных нагнетателей с электроприводом можно также пользоваться приведёнными газодинамическими



характеристиками, но только для какого-то вполне определённого значения $(n/p)_{пр}$, так как электропривод не имеет регулируемой частоты вращения.

При работе центробежного нагнетателя создаются усилия, стремящиеся сдвинуть вал нагнетателя вдоль оси. Эти усилия воспринимаются опорно-упорным подшипником. Для контроля состояния опорно-упорного подшипника (степени износа его вкладышей) предусматривается контроль величины осевого сдвига вала (контроль положения вала по оси).

Осевой сдвиг на центробежных нагнетателях всех типов электроприводных ГПА контролируется с помощью устройства, состоящего из гидравлического реле и двух электроконтактных манометров (рис. 3.27), контакты которых используются для подачи сигнала в систему защиты ГПА по осевому сдвигу нагнетателя (см. справочник по эксплуатации).

При нормальной работе нагнетателя давление на манометрах поддерживается 150...180 кПа. При перемещении вала нагнетателя по оси на 1 мм давление на одном манометре повышается до 400...480 кПа, а на другом – понижается. Такой чувствительности устройства вполне достаточно, чтобы обеспечить надёжную подачу сигнала об аварийном осевом сдвиге при смещении вала нагнетателя на 0,8...1,0 мм. По показаниям манометров настраивается гидравлическое реле и контролируется величина смещения вала нагнетателя в процессе работы.

Схемы обвязки неполнонапорных (одноступенчатых) и полнонапорных нагнетателей ГПА показаны на рис. 3.28 и 3.29, на которых обозначено: 1 – сопло; 2 – вал нагнетателя; 3 – диск; 4 – электроконтактный манометр типа ЭКМ-4; 5 – дроссельная шайба (3 мм); 6 – масло ($P = 500$ кПа) (рис. 3.28); 1, 2, 3 бис, 4, 5 – технологические краны обвязки нагнетателя; 6 – люк-лаз; 7 – защитная решётка (рис. 3.29).

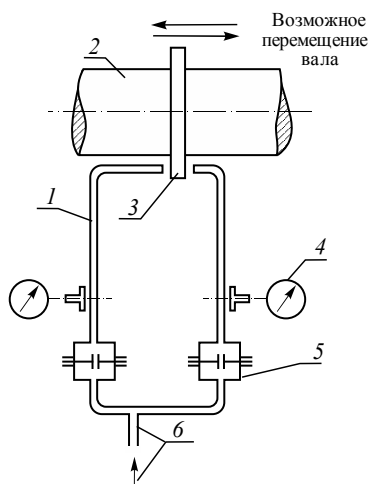


Рис. 3.27

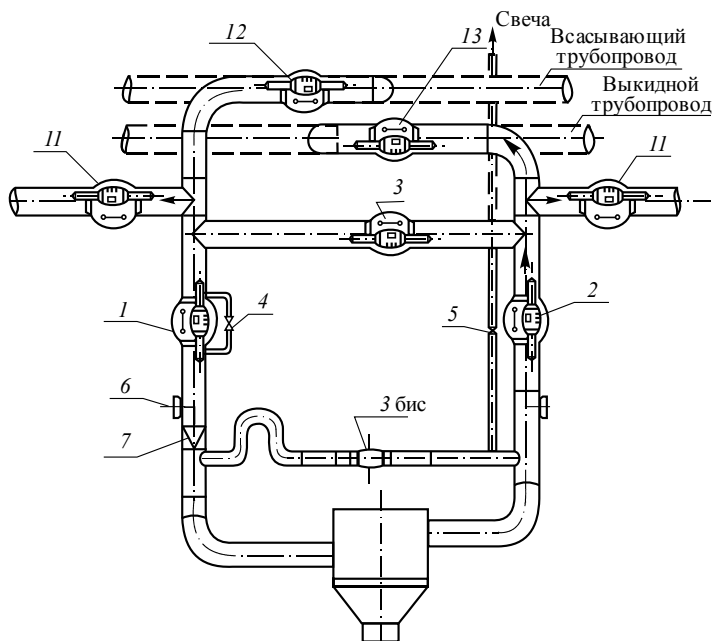


Рис. 3.28

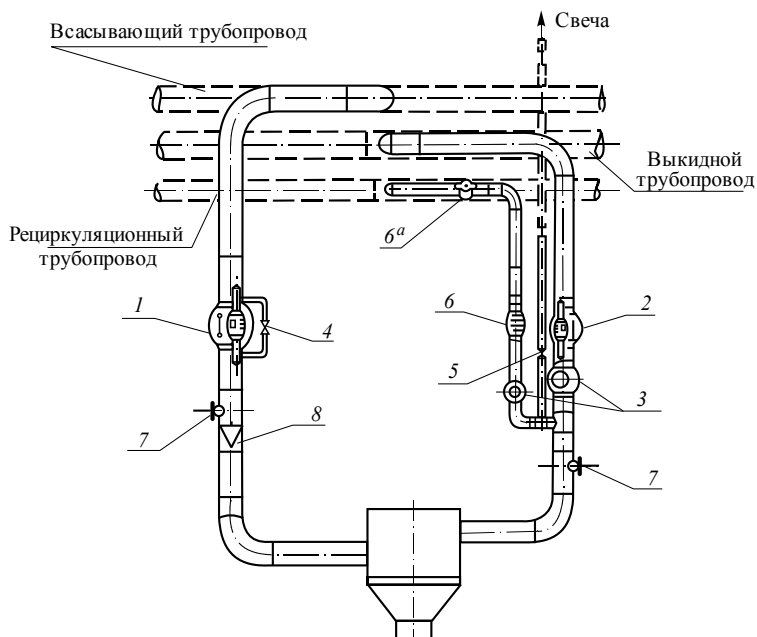


Рис. 3.29



Краны в обвязке нагнетателя имеют следующую нумерацию и назначение:

- 1 – устанавливается на всасывающем трубопроводе и служит для приёма газа;
- 2 – устанавливается на выходном трубопроводе и предназначен для выхода газа;
- 3 – обводной, применяется только для неполнонапорных нагнетателей и предназначен для работы в группе из двух и трёх агрегатов;
- 3 бис – обводной кран, переставляется только в период пуска и остановки ГПА. Время его работы должно быть минимальным, чтобы не допустить перегрева контура обвязки нагнетателя;
- 4 – обводной для крана 1, предназначен для заполнения контура нагнетателя перед пуском;
- 5 – свечной, расположен на нагнетательном трубопроводе до крана 2 и предназначен для продувки ЦБН перед пуском и сброса газа в атмосферу при любых остановках ГПА;
- 6 – кран линии пускового контура, применяется только для полнонапорных ЦБН и обеспечивает работу ГПА на кольцо.

Рассмотрим схемы работы с неполнонапорными нагнетателями.

Перед заполнением ЦБН в обязательном порядке через краны 4 и 5 проводят его продувку примерно 15...40 с в зависимости от типа ГПА. После этого закрывается свечной кран 5 и давление в контуре начинает расти. При достижении перепада на кране 1, равного 0,08...0,1 МПа, открывают краны 1 и 2.

При работе ГПА газ из всасывающего коллектора через кран 1 поступает в нагнетатель, где происходит его сжатие, и через кран 2 направляется либо в нагнетательный трубопровод, либо (рис. 3.28) при закрытом кране 3 и открытом 4 может направляться и на вход следующего агрегата для обеспечения двухступенчатого сжатия.

В схеме с полнонапорным нагнетателем (рис. 3.29) появляются дополнительные элементы: краны 6, ба и обратные клапаны (1, 2, 4, 5, 6, ба – технологические краны обвязки нагнетателя; 3 – обратные клапаны; 7 – люк-лазы; 8 – защитная решётка). Один обратный клапан на линии нагнетания – перед краном 2 и один на линии пускового контура – перед краном 6. Назначение этих клапанов – исключить попадание газа в ЦБН на неработающем ГПА и не допустить



подачу газа на колесо нагнетателя в момент пуска и остановки для предотвращения обратной раскрутки. Кран б в обвязке ГПА выполняет функцию дросселя для обеспечения необходимой степени сжатия в момент пуска и остановки.

Работа с открытым краном б должна быть минимальной, так как через этот кран идёт большой расход газа, что может вызвать вибрацию этой линии рециркуляции. В последнее время на линии крана б (вместо него) устанавливают противопомпажный регулирующий клапан, предназначенный для защиты агрегата от помпажа, когда такие условия возникают. Это обеспечивается путём перепуска части газа на вход в нагнетатель, а не всего расхода, как это было с краном б.

В обратной последовательности происходит разгрузка нагнетателя при остановке ГПА.

Технологический режим КС в соответствии с плановым заданием ЦДС необходимо обеспечивать минимальным количеством работающих ГПА при их максимальной загрузке. Для поддержания требуемого давления и расхода компримируемого газа центробежные нагнетатели на КС включают по различным схемам соединения: последовательной или параллельной в зависимости от типа нагнетателя (полнонапорный или неполнонапорный).

Последовательная работа двух-трёх центробежных нагнетателей используется для поддержания требуемого давления газа на участке газопровода КС. Параллельная работа ГПА обеспечивает повышение производительности КС при сохранении требуемого давления газа в газопроводе. При работе ГПА, а также при пуске дополнительных ГПА или изменении схемы их работы необходимо следить за тем, чтобы давление газа после нагнетателя не превышало проектно-разрешённого, что достигается регулированием частоты вращения роторов. В процессе эксплуатации необходимо контролировать объёмные расходы газа через центробежные нагнетатели и предупреждать возможность работы их в зонах с пониженным объёмным расходом и повышенной степенью сжатия, т. е. в зоне помпажа.



3.3. СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ГАЗА НА КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

Система подготовки технологического газа служит для очистки газа от механических примесей и жидкости перед подачей его потребителю в соответствии с требованиями ГОСТ 5542–87. Ранее были проанализированны технологические схемы очистки газа от примесей, здесь же рассматриваются конкретные аппараты, реализующие процесс очистки.

При добыче и транспортировке в природном газе содержатся различного рода примеси: песок, сварной шлам, конденсат тяжёлых углеводородов, вода, масло и т. д. Источником загрязнения природного газа является призабойная зона скважины, постепенно разрушающаяся и загрязняющая газ. Подготовка газа осуществляется на промыслах, от эффективности работы которых зависит и качество газа. Механические примеси попадают в газопровод как в процессе его строительства, так и в процессе эксплуатации.

Наличие механических примесей и конденсата в газе приводит к преждевременному износу трубопровода, запорной арматуры, рабочих колёс нагнетателей и, как следствие, снижению показателей надёжности и экономичности работы компрессорных станций и в целом газопровода.

Всё это приводит к необходимости устанавливать на КС различные системы очистки технологического газа. Вначале на КС для очистки газа широко использовали масляные пылеуловители (рис. 3.30), которые обеспечивали достаточно высокую степень очистки (до 97...98 %). Масляные пылеуловители работают по принципу мокрого улавли-

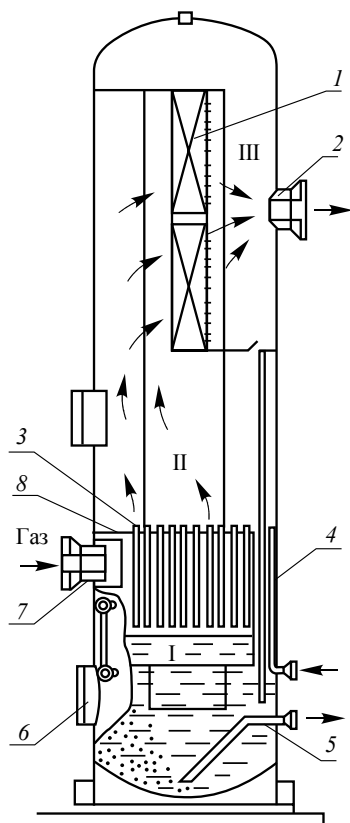


Рис. 3.30



вания разного рода смесей, находящихся в газе. Примеси, смоченные маслом, сепарируются из потока газа, само масло очищается, регенерируется и вновь направляется в масляный пылеуловитель. Масляные пылеуловители, как правило, выполнялись в виде вертикальных сосудов, для пояснения принципа действия которых воспользуемся этим рисунком.

Очищаемый газ поступает через входной патрубок в нижнюю секцию пылеуловителя, ударяется в отбойный козырёк 8 и, соприкасаясь с поверхностью масла, меняет направление своего движения. При этом наиболее крупные частицы остаются в масле. С большой скоростью газ проходит по контактными трубкам 3 в осадительную секцию II, где скорость газа резко снижается и частицы пыли по дренажным трубкам 4 и 5 стекают в нижнюю часть пылеуловителя I. Затем газ поступает в отбойную секцию III, где в сепараторном устройстве 1 происходит окончательная очистка газа и вывод его через патрубок 2. Для периодического осмотра колонны используют люк 6.

Недостатками масляных пылеуловителей являются наличие постоянного безвозвратного расхода масла и необходимость очистки масла, а также подогрева его в зимних условиях эксплуатации.

В настоящее время на КС в качестве первой ступени очистки широко применяют циклонные пылеуловители, работающие на принципе использования инерционных сил для улавливания взвешенных частиц (рис. 3.31). Циклонные пылеуловители более просты в обслуживании, чем масляные. Однако эффективность очистки в них зависит от количества циклонов, а также от обеспечения эксплуатационным персоналом работы этих пылеуловителей в соответствии с режимом, на который

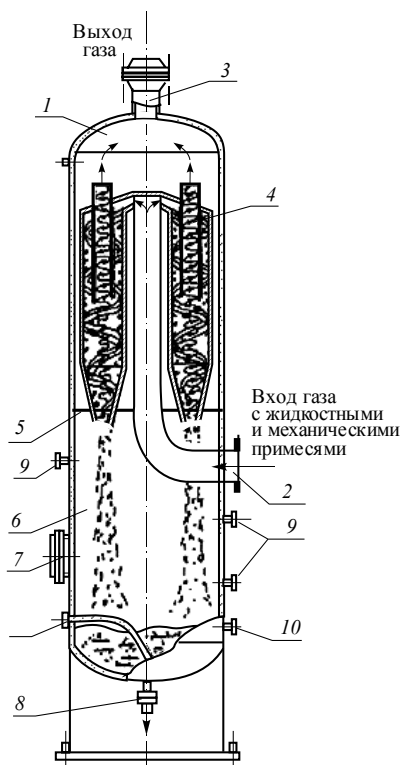


Рис. 3.31



они запроектированы. Пылеуловитель представляет собой сосуд цилиндрической формы, рассчитанный на рабочее давление в газопроводе, со встроенными в него циклонами.

Циклонный пылеуловитель состоит из двух секций: нижней отбойной 6 и верхней осадительной 1, где происходит окончательная очистка газа от примесей. В нижней секции находятся циклонные трубы. Газ через входной патрубок 2 поступает в аппарат к распределителю и приваренным к нему звездообразно расположенным циклонам 4, которые неподвижно закреплены в нижней решётке 5. Сухие фракции 6 опускаются вниз колонны вместе с влагой; для удаления сухой фракции используются выпуски 9 и 10, а для жидкой – 8. Люк 7 предназначен для осмотра состояния колонны.

В цилиндрической части циклонных труб газ, подводимый по касательной к поверхности, совершает вращательное движение вокруг внутренней оси труб циклона. Под действием центробежной силы твёрдые частицы и капли жидкости отбрасываются от центра к периферии и по стенке стекают в коническую часть циклонов и далее в нижнюю секцию 6 пылеуловителя. Газ после циклонных трубок поступает в верхнюю осадительную секцию 1 пылеуловителя, и затем, уже очищенный, через патрубок 3 выходит из аппарата.

На рис. 3.32 показан график зависимости производительности пылеуловителя при различных перепадах давления на аппарате ΔP . Наибольшая очистка газа достигается при обеспечении работы этого пылеуловителя в зоне, ограниченной кривыми Q_{\min} и Q_{\max} , а при выходе рабочей точки из этой зоны эффективность очистки резко падает.

В процессе эксплуатации необходимо контролировать уровень отсепарированной жидкости и механических примесей с целью их своевременного удаления продувкой через дренажные штуцеры. Уровень контролируется с помощью смотровых стекол и датчиков, прикреплённых к штуцерам 9. Люк 7 используется для ремонта и осмотра пылеуловителя при плановых остановках КС.

Эффективность очистки газа циклонными пылеуловителями составляет не менее 100 % для частиц размером 40 мкм и более и 95 % для частиц капельной жидкости.

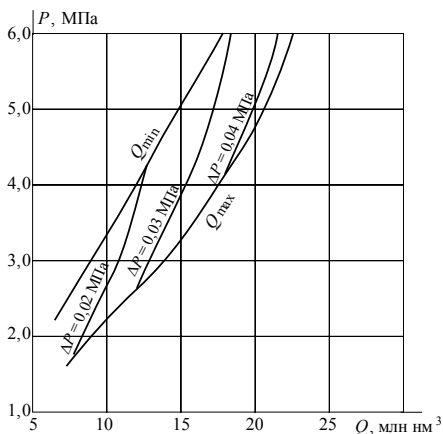


Рис. 3.32

В связи с невозможностью достичь высокой степени очистки газа в циклонных пылеуловителях появляется необходимость выполнять вторую ступень очистки, в качестве которой используют фильтры-сепараторы, устанавливаемые последовательно после циклонных пылеуловителей (рис. 3.33). Конструкция включает в себя: 1 – корпус фильтра-сепаратора; 2 – быстрооткрывающийся затвор; 3 – фильтрующие элементы; 4 – направляющую фильтрующего элемента; 5 – трубную доску камеры фильтров; 6 – каплеотбойник; 7 – конденсатосборник.

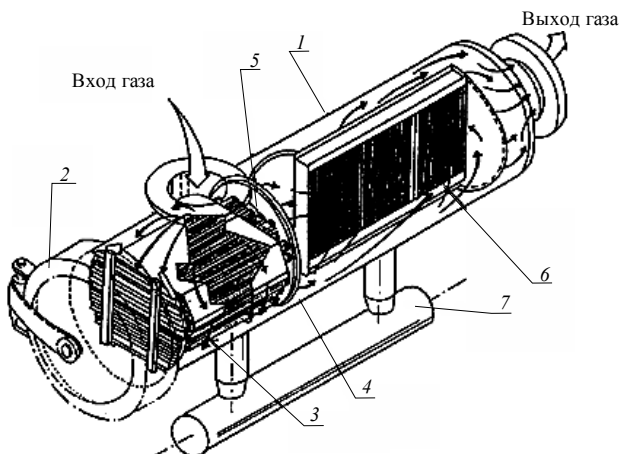


Рис. 3.33



Фильтр-сепаратор работает следующим образом: газ после входного патрубка с помощью специального отбойного козырька направляется на вход фильтрующей секции 3, где происходит коагуляция жидкости и очистка от механических примесей. Через перфорированные отверстия в корпусе фильтрующих элементов газ поступает во вторую фильтрующую секцию – секцию сепарации. Здесь происходит окончательная очистка газа от влаги, которая улавливается с помощью сетчатых пакетов. Через дренажные патрубки механические примеси и жидкость удаляются в нижний дренажный сборник и далее в подземные ёмкости.

Для работы в зимних условиях фильтр-сепаратор снабжён электрообогревом его нижней части, конденсатосборником и контрольно-измерительной аппаратурой. В процессе эксплуатации происходит улавливание механических примесей на поверхности фильтра-элемента, что приводит к увеличению перепада давлений на фильтре-сепараторе. При достижении перепада, равного 0,04 МПа, фильтр-сепаратор необходимо отключить и заменить в нём фильтры-элементы на новые.

Как показывает опыт эксплуатации газотранспортных систем, наличие двух ступеней очистки обязательно на станциях подземного хранения газа (СПХГ), а также и на первой по ходу линейной компрессорной станции, принимающей газ из СПХГ. После очистки содержание механических примесей в газе не должно превышать 5 мг/м^3 .

Газ, поступающий на головные компрессорные станции из скважин, как отмечалось, практически всегда содержит воду в жидкой и паровой фазе. Наличие влаги в газе вызывает коррозию оборудования, снижает пропускную способность газопровода. При взаимодействии с газом в определённых термодинамических условиях образуются твердые кристаллические вещества – гидраты, которые нарушают нормальную работу газопровода. Одним из наиболее рациональных и экономичных методов борьбы с гидратами при больших объёмах перекачки является осушка газа. Технология осушки газа, рассмотренная ранее, основана на применении сепараторов различной конструкции с использованием твёрдых (адсорбция) и жидких (абсорбция) поглотителей.

С помощью установок осушки газа на головных сооружениях уменьшается содержание паров воды в газе, снижается возможность выпадения конденсата в трубопроводе и образования гидратов.



3.4. СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАНСПОРТИРУЕМОГО ГАЗА НА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ

Компримирование газа на КС приводит к повышению его температуры на выходе станции. Численное значение температуры определяется её начальной величиной на входе КС и степенью сжатия газа.

Повышенная температура газа на выходе станции, с одной стороны, может привести к разрушению изоляционного покрытия трубопровода, а с другой стороны – к снижению подачи технологического газа и увеличению энергозатрат на его компримирование (вследствие увеличения объёмного расхода).

Определённые специфические требования к охлаждению газа предъявляются в северных районах страны, где газопроводы проходят в зоне вечномёрзлых грунтов. В этих районах газ в целом ряде случаев необходимо охлаждать до отрицательных температур, чтобы не допустить протаивания грунтов вокруг трубопровода. Иначе это может привести к вспучиванию грунтов, смещению трубопровода и, как следствие, возникновению аварийной ситуации.

Охлаждать технологический газ можно в холодильниках различных систем и конструкций: кожухотрубных (типа «труба в трубе»), воздушных компрессионных и абсорбирующих холодильных машинах, различного типа градирнях, воздушных холодильниках и т. д.

Наибольшее распространение на КС получили схемы с использованием аппаратов воздушного охлаждения (АВО) (рис. 3.34, на котором: 1 – аппарат воздушного охлаждения газа; 2, 4, 6, 7 – коллекторы; 3 – компенсаторы; 5 – свечи; 8 – обводная линия). Однако глубина охлаждения технологического газа здесь ограничена температурой наружного воздуха, что особенно сказывается в летний период эксплуатации. Естественно, что температура газа после охлаждения в АВО не может быть ниже температуры наружного воздуха.

Взаимное расположение теплообменных секций и вентиляторов для прокачки воздуха практически определяет конструктивное оформление АВО. Теплообменные секции АВО могут располагаться горизонтально, вертикально, наклонно, зигзагообразно. Конструктивно АВО выполнен следующим образом: на опорных



металлоконструкциях закреплены трубчатые теплообменные секции. Вариант сдвоенного АВО представлен на рис. 3.35: 1 – воздушный холодильник газа 2АВГ-75; 2 – свеча; 3, 4 – коллекторы входа и выхода газа. Вариант одинарного АВО – на рис. 3.36: 1 – теплообменная поверхность; 2 – вентилятор; 3 – патрубок; 4 – диффузор; 5 – клиноремённая передача; 6 – электродвигатель.

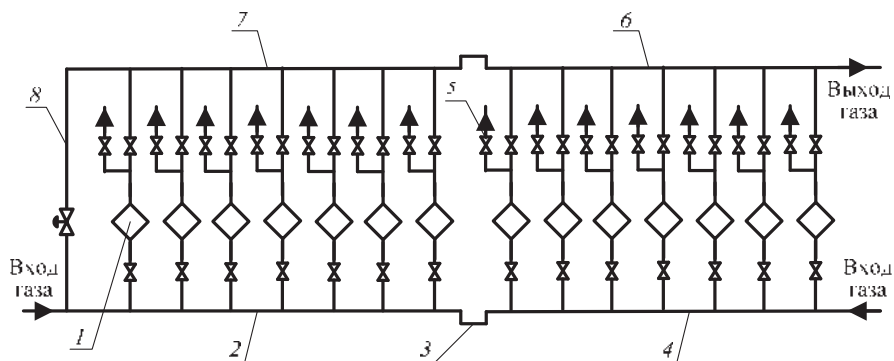


Рис. 3.34

Принцип работы заключается в следующем. По трубам теплообменной секции пропускают транспортируемый газ, а через межтрубное пространство с помощью вентиляторов, приводимых во вращение электромоторами, прокачивают наружный воздух. За счёт теплообмена между нагретым при компримировании газом, движущимся в трубах, и наружным воздухом, движущимся по межтрубному пространству, и происходит охлаждение технологического газа.

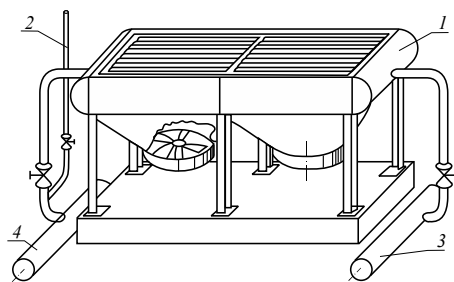


Рис. 3.35

Опыт эксплуатации АВО на КС показывает, что снизить температуру газа в этих аппаратах можно примерно на 15...25 °С. Одновременно опыт эксплуатации указывает на необходимость и экономическую целесообразность наиболее полного использования установок охлаждения газа на КС в годовом цикле эксплуатации, за

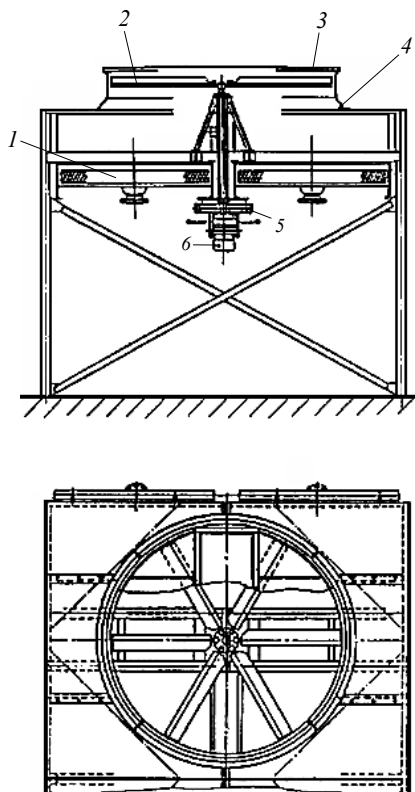


Рис. 3.36

исключением тех месяцев года с весьма низкими температурами наружного воздуха, когда включение всех аппаратов на предыдущей КС приводит к охлаждению транспортируемого газа до температуры, которая может привести к выпадению гидратов. Обычно это относится к зимнему времени года.

При проектировании компрессорной станции количество аппаратов воздушного охлаждения выбирается в соответствии с отраслевыми нормами ОНТП51-1-85. На основании этих норм температура технологического газа на выходе из АВО должна быть не выше $15...20^{\circ}\text{C}$ относительно средней температуры наружного воздуха.

Уменьшение температуры технологического газа, поступающего в газопровод после его охлаждения в АВО, приводит к сниже-

нию его средней температуры на линейном участке трубопровода и, как следствие, к увеличению давления газа на входе в последующую КС. Это, в свою очередь, приводит к уменьшению степени сжатия на последующей станции (при сохранении давления на выходе из неё) и энергозатрат на компримирование газа по станции.

Очевидно также, что оптимизация режимов работы АВО должна соответствовать условию минимальных суммарных энергозатрат на охлаждение и компримирование газа на рассматриваемом участке работы газопровода.

Следует также отметить, что аппараты воздушного охлаждения газа являются экологически чистыми устройствами для охлаждения газа, не требуют расхода воды, относительно просты в эксплуатации. В эксплуатации применяются следующие типы АВО газа: 2АВГ-75, АВЗД, фирм «Нуово-Пиньоне» и «Креззо Луар».

Глава 4

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СООРУЖЕНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

При эксплуатации основного газоперекачивающего оборудования важно обеспечить контроль состояния и нормальную работу вспомогательного оборудования. Организация эксплуатации вспомогательного оборудования аналогична основному. Вспомогательное оборудование КС включает в себя следующие общецеховые системы и механизмы:

- систему очистки газа;
- аппараты воздушного охлаждения масла и газа;
- систему пожаротушения КС;
- системы энергоснабжения как основную, так и аварийную;
- системы топливного, пускового и импульсного газа;
- системы вентиляции, кондиционирования и отопления;
- грузоподъёмные механизмы;
- систему сжатого воздуха;
- систему промышленной канализации;
- комплекс систем контроля и автоматики, который состоит из системы централизованного контроля и управления ГПА, системы управления цеховыми кранами, системы управления цеховыми объектами и вспомогательным оборудованием, системы защиты цеха от загазованности, системы аварийной остановки станции.

Всё это вспомогательное оборудование взаимосвязано с работой основного газоперекачивающего оборудования, и все сбои в его работе сказываются на организации эксплуатации основного оборудования и на режиме транспорта газа.



В отличие от основного оборудования некоторые системы и вспомогательное оборудование можно привести в рабочее состояние только при аварии, например, систему пожаротушения при отключении энергоснабжения от одного ввода автоматическим включением другого. При эксплуатации этих систем, кроме осмотра и контроля за их состоянием, необходимо их периодически испытывать или переосвидетельствовать. Например, аварийные источники электроснабжения должны раз в месяц испытываться без нагрузки и раз в три месяца под нагрузкой, близкой к номинальной. Система аварийного отключения КС испытывается путём её имитации раз в полгода и раз в год при плановой остановке КС. Периодичность испытаний и их порядок устанавливаются инструкциями по эксплуатации этих систем.

В процессе эксплуатации ГПА и вспомогательного оборудования могут возникнуть ситуации, связанные:

- с аварийной остановкой ГПА или аварией на вспомогательных системах;
- пожаром на ГПА или другом оборудовании;
- разрывом технологических газопроводов высокого давления как на трассе, так и в пределах КС;
- со стихийными бедствиями, создающими угрозу оборудованию и жизни людей.

4.1. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ И ОБОРУДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНОГО ЦЕХА

К вспомогательным системам компрессорного цеха с электроприводными агрегатами относятся: система электроснабжения, система маслоснабжения, система технологического газа, система импульсного газа, комплекс средств контроля и автоматики компрессорного цеха, система пожаротушения, грузоподъёмные механизмы.

Система импульсного газа, как и в условиях КС с газотурбинным приводом, обеспечивает подачу газа к узлам управления, пневмоцилиндрам и гидробаллонам для перестановки кранов технологического газа, к приборам и аппаратам для передачи командных импульсов, а также к контрольно-измерительным приборам и устройствам автоматического регулирования ГПА.



Комплекс средств контроля и автоматики компрессорного цеха является основной частью общестанционной автоматики и предназначен для оперативного управления работой оборудования компрессорного цеха и его объектов, их защиты и контроля технического состояния.

Система управления цеховыми кранами обеспечивает дистанционное управление кранами цеха и охранными кранами, их перестановку при аварийной остановке цеха.

Система защиты цеха от загазованности обеспечивает автоматическое включение вытяжной вентиляции при опасной концентрации газа в любой из контролируемых точек помещения компрессорного цеха выше предупредительного уровня.

На любой станции в компрессорном цехе для обслуживания и ремонта ГПА и его систем имеются следующие грузоподъемные машины, механизмы и приспособления: мостовой кран грузоподъемностью, обеспечивающей подъем и перемещение всех крупных деталей и узлов электродвигателя, кран-балка в галерее нагнетателей, тали, а также вспомогательные грузоподъемные и такелажные приспособления. Грузоподъемные машины, механизмы и приспособления компрессорного цеха содержатся и эксплуатируются в соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» и действующими инструкциями.

Структурная схема **системы импульсного газа** приведена на рис. 4.1.

Импульсным называется газ, отбираемый из технологических трубопроводов обвязки КС для использования в пневмогидравлических системах приводов запорной арматуры: пневмоприводных кранов технологического, топливного и пускового газа, для подачи газа к контрольно-измерительным и регулирующим приборам. В пневмогидравлической системе привода крана потенциальная энергия сжатого газа преобразуется в механическую работу по перемещению запорного шарового узла. Существуют три точки отбора импульсного газа из технологических трубопроводов КС (рис. 4.2): отбор до и после крана № 20; отбор из выходного трубопровода КС до узла охлаждения и отбор из входного трубопровода КС после узла очистки.

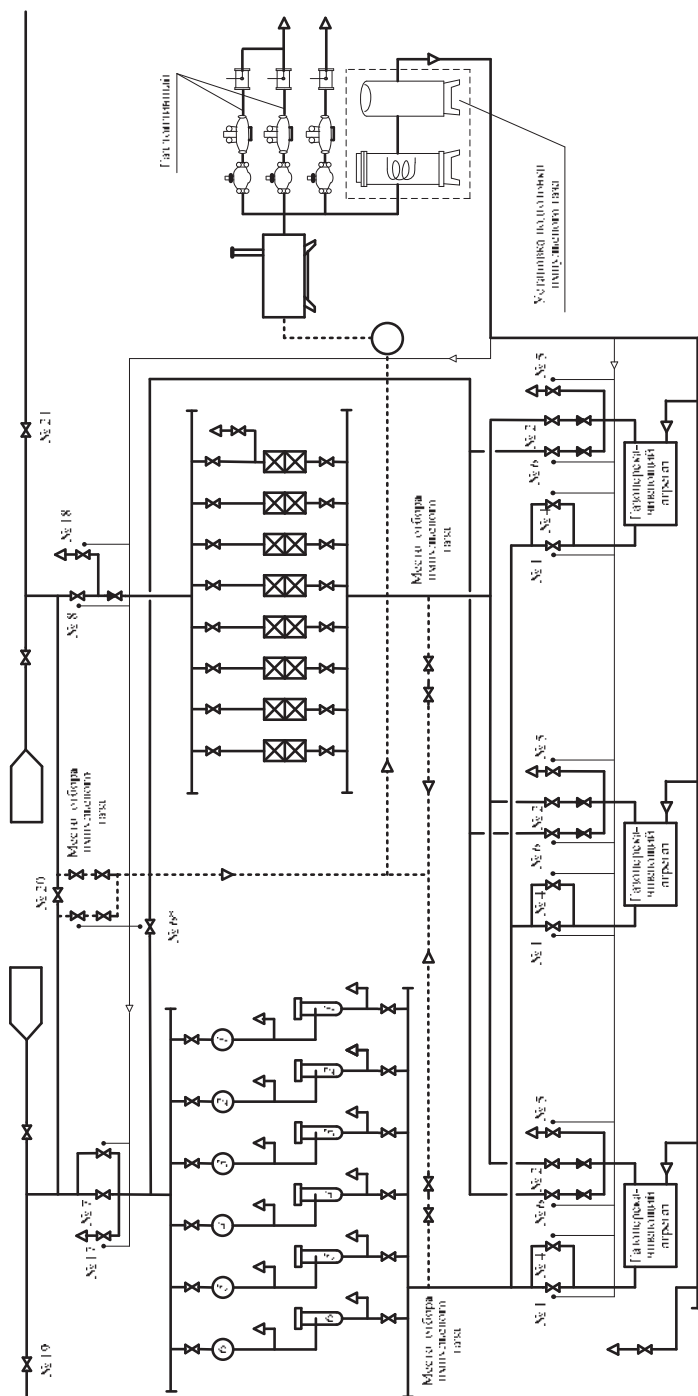


Рис. 4.1

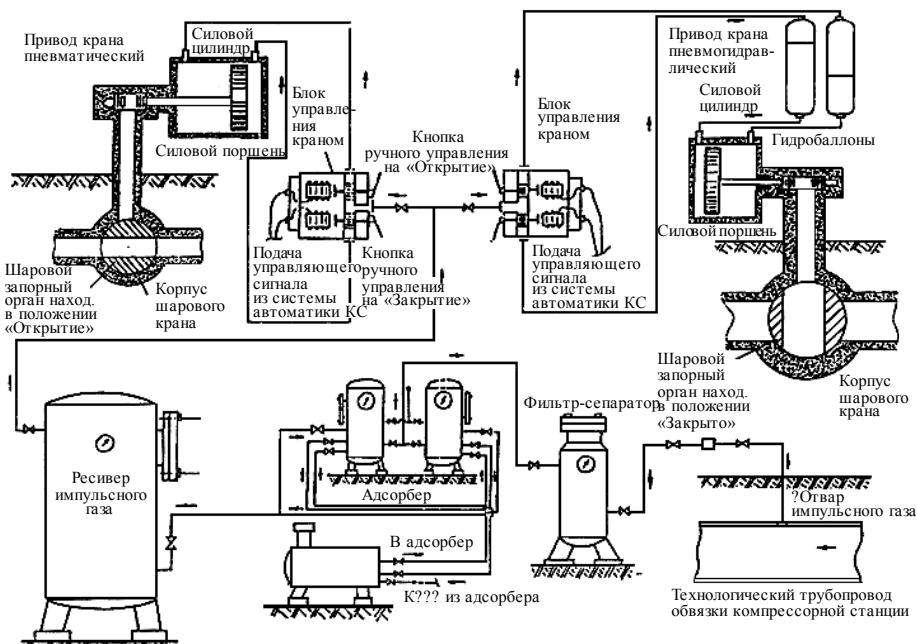


Рис. 4.2

Далее импульсный газ объединяется в общем коллекторе и поступает на узел подготовки (УПИГ), где происходит его очистка и осушка.

В состав УПИГ входит следующее оборудование: фильтры-сепараторы, адсорберы, огневой подогреватель, газовый ресивер, запорная арматура, контрольно-измерительные приборы, трубопроводы и гибкие резиновые шланги.

Фильтры-сепараторы предназначены для очистки импульсного газа от механических примесей и влаги. Адсорберы предназначены для осушки импульсного газа путём поглощения находящейся в нём воды. Поглощение осуществляется адсорбентом, находящимся в полости фильтров. В качестве адсорбента используются силикагель или цеолит. Степень очистки и осушки импульсного газа должна исключать заедание и обмерзание исполнительных органов при низких температурах наружного воздуха.

При эксплуатации УПИГ с помощью контрольно-измерительных приборов контролируется давление и температура газа, его расход и точка росы, которая должна составлять $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$. После



УПИГ газ поступает ко всем общестанционным кранам на узел подключения, режимным и агрегатным кранам, а также на низкую сторону к кранам топливного и пускового газа

Система топливного и пускового газа предназначена для очистки, осушки и поддержания требуемого давления и расхода перед подачей его в камеру сгорания и на пусковое устройство (турбодетандер).

Газ для этих систем, как и для системы импульсного газа, отбирается из различных точек технологических коммуникаций КС: на узле подключения до и после крана № 20, из выходного коллектора пылеуловителей и выходного шлейфа компрессорного цеха – перед аппаратами воздушного охлаждения газа.

Системы топливного и пускового газа имеют блочное исполнение и включают в себя следующее оборудование (рис. 4.3): циклонный сепаратор, или блок очистки, фильтр-сепаратор, или блок осушки, подогреватели, блок редуцирования пускового и топливного газа, трубопроводы, замерное устройство, краны № 9, 12, 14 и 15, а также стопорные и регулирующие клапаны топливной системы, пусковое устройство, или турбодетандер (ТД).

Система работает следующим образом: газ, отбираемый из технологических коммуникаций КС, поступает на блок очистки, или газосепаратор 1, где происходит его очистка от механических примесей. Далее газ в фильтре-сепараторе 2 подвергается более глубокой очистке от механических примесей и влаги. Затем в подогревателе 3 типа ПТПГ-30 он нагревается до температуры 45...50 °С.

Огневой подогреватель представляет собой теплообменник, в котором трубный пучок газа высокого давления погружён в раствор диэтиленгликоля. Диэтиленгликоль подогревается за счёт использования теплоты камеры сгорания этого устройства. Подогрев газа осуществляется для обеспечения устойчивой работы блоков редуцирования и недопущения его промерзания, что может нарушить устойчивую работу системы регулирования ГТУ.

Перед блоком редуцирования газ разделяется на два потока: один направляется в блок редуцирования топливного газа 4, другой – в блок редуцирования пускового газа 5.



Топливный газ редуцируется до давления 0,6...2,5 МПа в зависимости от давления воздуха за осевым компрессором ГТУ. После блока редуцирования топливный газ поступает в сепаратор 6, где происходит его повторная очистка от выделившейся при редуцировании влаги, и затем в топливный коллектор. В камеру сгорания топливный газ поступает через кран 12, стопорный (СК) и регулирующий (РК) клапаны. Краны 14 и 15 используются для запальной и дежурной горелки в период пуска агрегата.

Пусковой газ, пройдя систему редуцирования, снижает своё давление до 1,0...1,5 МПа и поступает через краны 11 и 13 в турбодетандер, где, расширяясь до атмосферного давления, совершает полезную работу, идущую на раскрутку осевого компрессора и турбины высокого давления.

Система маслоснабжения компрессорной станции включает в себя две маслосистемы: общецеховую и агрегатную.

Общецеховая маслосистема (рис. 4.4), предназначена для приёма, хранения и предварительной очистки масла перед подачей его в расходную ёмкость цеха. Эта система включает в себя: склад ГСМ 1 и помещение маслорегенерации 3. Кроме того, в систему входят: 4 – газоперекачивающие агрегаты; 5 – маслбак ГПА; 6 – маслопроводы; 7 – аварийная ёмкость. На складе имеются в наличии ёмкости 2 для чистого и отработанного масла. Объем ёмкостей для чистого масла подбирается исходя из обеспечения работы агрегатов сроком не менее трёх месяцев. В помещении склада ГСМ устанавливается ёмкость для регенерированного масла и ёмкость отработанного масла, установка для очистки масла типа ПСМ-3000-1, насосы для подачи масла к потребителям, а также система маслопроводов с арматурой.

После подготовки масла на складе ГСМ и проверки его качества подготовленное масло поступает в расходную ёмкость.

Объём расходной ёмкости выбирается равным объёму маслосистемы ГПА, увеличенному на 20 % для подпитки работающих агрегатов. Эта расходная ёмкость, оборудованная замерной линейкой, используется для заправки агрегатов маслом. Для газотурбинных ГПА применяется масло марки ТП-22С или ТП-22Б. Для организации перемещения масла между складом ГСМ и расходной ёмкостью, а также для подачи к ГПА чистого масла и откачки из него

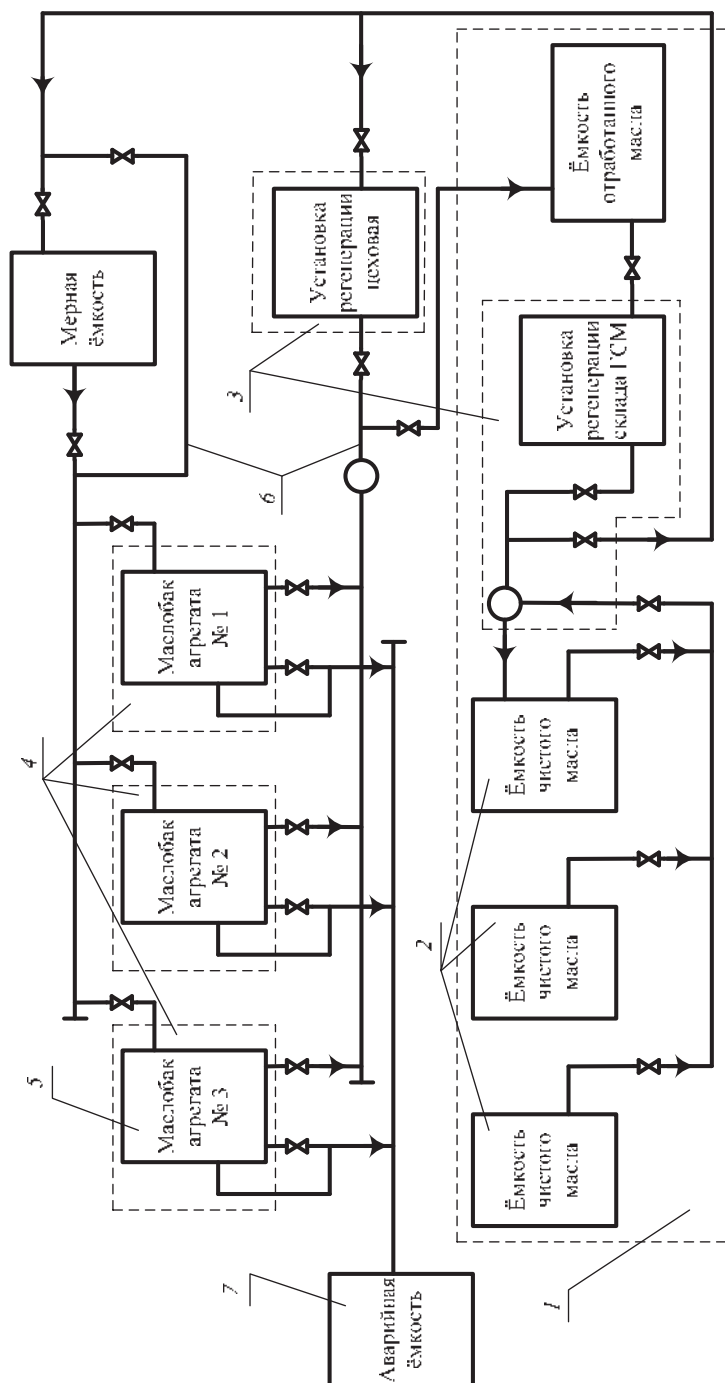


Рис. 4.4



отработанного их соединяют с помощью маслопроводов. Эта система должна обеспечивать выполнение следующих функций:

- подачу чистого масла из расходного маслобака в маслобак ГПА, при этом линия чистого масла не должна иметь возможности смешиваться с отработанным маслом;
- подачу отработанного масла из ГПА только в ёмкость отработанного масла;
- аварийный слив и перелив масла из маслобака ГПА в аварийную ёмкость. Для аварийного слива необходимо использовать электроприводные задвижки, включаемые в работу в автоматическом режиме, например при пожаре.

На рис. 4.5 показана схема маслосистемы для агрегата ГТК-25И фирмы «Нуово-Пиньоне», которая включает в себя: смазочную систему, систему управления и гидравлическую систему, обеспечивающую подачу масла высокого давления на привод стопорного и регулирующего клапанов топливного газа, узла управления поворотными сопловыми лопатками ТНД, а также подачу масла в систему уплотнения центробежного нагнетателя.

Смазочная система ГПА включает в себя три масляных насоса 6 (главный, вспомогательный и аварийный), маслобак 1 с напорными и сливными трубопроводами 9, предохранительный клапан 7, охладитель масла 2, два основных фильтра со сменными фильтрующими элементами 3, электрический подогреватель 8, датчики давления, температуры и указателей уровня масла.

Принцип работы смазочной системы заключается в следующем: после включения вспомогательного масляного насоса масло под давлением начинает поступать из маслобака 1 в нагнетательные линии. Основной поток масла поступает к маслоохладителям 2, откуда после охлаждения оно подается к основным масляным фильтрам 3. Дифманометр, установленный на фильтрах, показывает перепад давления до и после фильтров, характеризуя тем самым степень их загрязнения. При достижении перепада давлений масла на уровне примерно 0,8 МПа происходит переключение работы на резервный фильтр; фильтрующие элементы на работающем фильтре заменяются.

Из подшипников масло по сливным трубопроводам поступает обратно в маслобак 1. Термосопротивления, установленные на сливных трубопроводах, позволяют контролировать температуру подшипников турбоагрегата и центробежного нагнетателя.

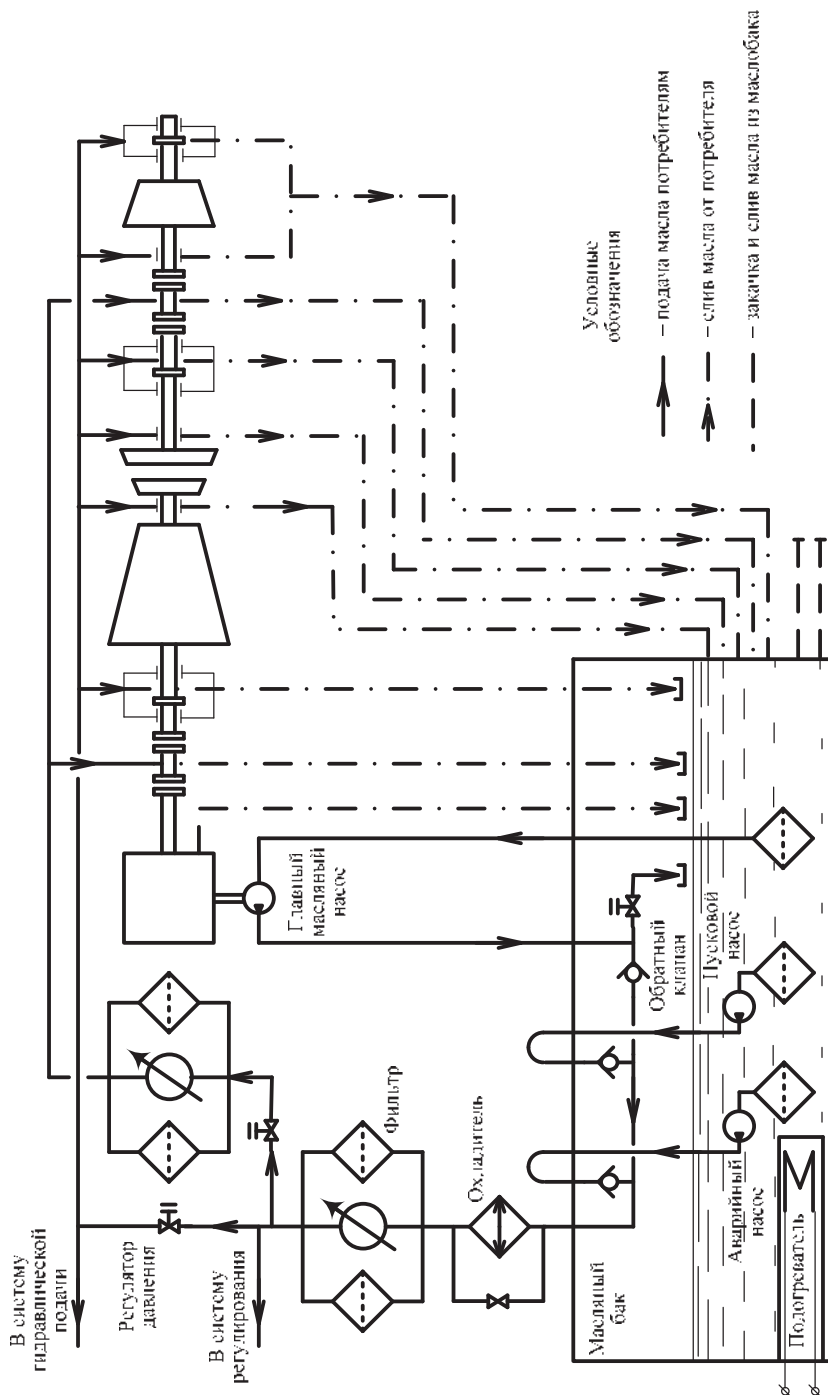


Рис. 4.5



Очищенное масло после фильтров поступает в регуляторы давления 5, которые обеспечивают подачу масла на подшипники и соединительные муфты «турбина–редуктор» и «турбина–нагнетатель» с необходимым давлением.

Количество масла в баке контролируется при помощи специального уровнемера, соединённого с микровыключателем датчика минимального и максимального уровня. Сигналы датчика введены в предупредительную сигнализацию агрегатной автоматики. Уровень масла в маслобаке контролируется и визуально с помощью уровнемерной линейки, установленной на маслобаке.

Работа системы уплотнения центробежного нагнетателя основана на использовании принципа гидравлического затвора, который поддерживает постоянное давление масла, на 0,1...0,3 МПа превышающее давление перекачиваемого газа.

Масло к винтовым насосам уплотнения поступает из системы маслоснабжения ГПА. В систему уплотнения нагнетателя (рис. 4.6) входит: регулятор перепада давления 3, обеспечивающий постоянный перепад давления масла над давлением перекачиваемого газа, аккумулятор 2, обеспечивающий подачу масла в уплотнения в случае прекращения его подачи от насосов (например, при исчезновении напряжения), поплавковые камеры 4, служащие для сбора масла, прошедшего через уплотнения, и газоотделитель 5, предназначенный для отбора газа, растворенного в масле.

При работе ГПА масло высокого давления после насосов 8 по маслопроводу поступает на вход регулятора перепада давления 3. После регулятора 3 оно поступает в аккумулятор 2 и далее по двум маслопроводам 7 к уплотнениям 6 центробежного нагнетателя 1. После уплотнений масло сливается в поплавковые камеры 4, по мере заполнения которых оно перетекает в газоотделитель 5, где происходит выделение газа, растворённого в масле. Очищенное от газа масло возвращается в основной маслобак, а выделившийся из масла газ через свечу отводится в атмосферу.

Одними из важнейших элементов системы уплотнений являются непосредственно масляные уплотнения. Различают в основном два типа уплотнений: щелевые и торцевые. О качестве работы системы уплотнений судят по интенсивности поступления масла в поплавковую камеру. Быстрое её заполнение маслом при закрытом сливе свидетельствует о повышенном расходе масла через уплотнения.

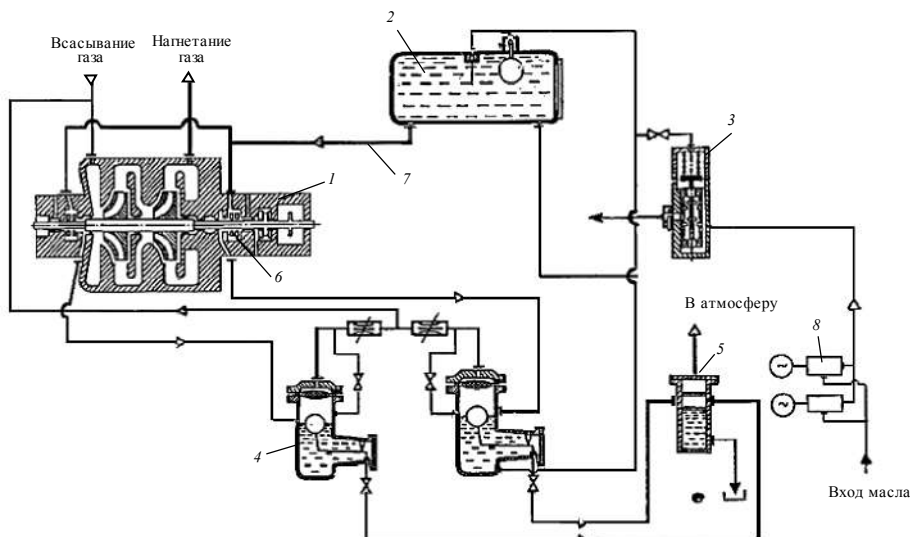


Рис. 4.6

На компрессорных станциях для очистки турбинного масла применяются маслоочистительные машины типов ПСМ-1-3000, СМ-1-3000, НСМ-2, НСМ-3, СМ-1,5, которые могут работать в зависимости от степени загрязнения масла как по схеме очистки, так и по схеме осветления регенерируемого масла. Принципиальная схема маслоочистительной машины типа ПСМ-1-3000 показана на рис. 4.7. По этой схеме загрязнённое масло, пройдя фильтр грубой очистки 8, шестерёнчатым насосом 7 через электроподогреватель 5 подаётся в очистительный вращающийся барабан 9, где из масла выделяются механические примеси и вода. В нижней части барабана масло под действием центробежных сил поступает на разделительные тарелки 10. Вода, имеющая большую плотность, чем масло, центробежной силой отбрасывается на периферию и под действием непрерывно поступающего в барабан масла попадает в водяную полость маслосборника 3. Очищенное масло по кольцевому каналу сливается в вакуум-бак 4. Шестерёнчатым насосом 7 масло из вакуум-бака подаётся на фильтр 1, откуда оно выходит уже полностью очищенным. При работе маслоочистительной машины механические примеси оседают на стенках барабана 9.

На компрессорных станциях используется два типа систем охлаждения масла: градирни и аппараты воздушного охлаждения (АВО масла).

Градирни в настоящее время редко используются на КС, главным образом из-за трудностей их эксплуатации в зимний период, когда начинается интенсивное их обледенение, приводящее к снижению поступления воздуха в градирню и, как следствие, повышению температуры масла. Кроме того, применение градирен вызывает необходимость хорошей водоподготовки, повышенного расхода воды, а также значительных расходов на проведение профилактических ремонтов градирен.

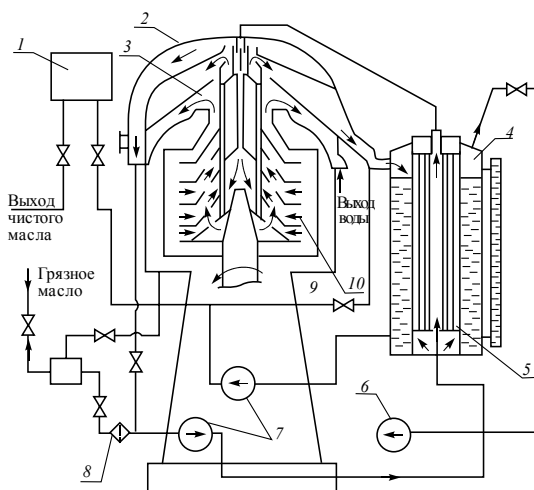


Рис. 4.7

В системах АВО масла используются схемы с непосредственным охлаждением масла и схемы с промежуточным теплоносителем. Как правило, схемы с использованием промежуточного теплоносителя применяются на установках импортного производства типов ГТК-25И и ГТК-10И,

На КС широкое применение нашли аппараты отечественного и импортного производства типов АВГ, ЛФ, ПХ и ТЛФ с высоким оребрением трубок. Внутри трубок для увеличения теплоотдачи установлены турболизаторы потока.

Конструктивное исполнение аппарата воздушного охлаждения масла АВОМ 310.3.6к-ВМ2 показано на рис. 4.8. Маслоохладитель рассчитан для работы на открытом воздухе при температуре от -60°C до $+40^{\circ}\text{C}$. Вид климатического исполнения УХЛ 1 – по ГОСТ 15150.

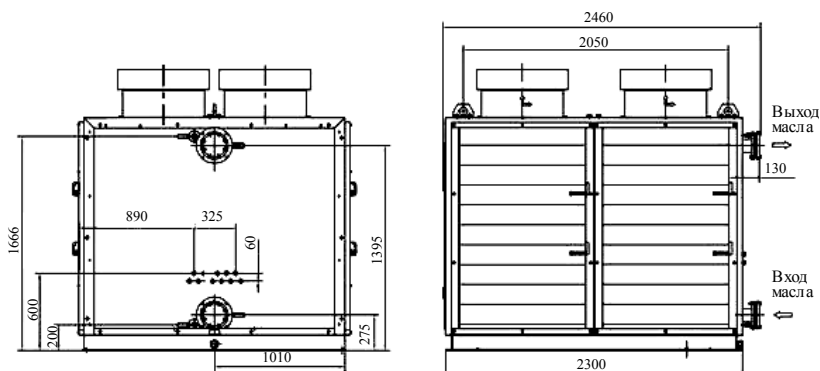


Рис. 4.8

Как правило, все ГПА в системах АВО масла имеют электроподогреватели, которые используются для предварительного подогрева масла до $25...30\text{ }^{\circ}\text{C}$ перед пуском агрегата в работу. Подогрев масла в охлаждающей секции необходим также для предотвращения выхода из строя трубной доски, которая из-за повышенного сопротивления может деформироваться, и в месте стыковки её с секцией появляется утечка масла.

Перепад температур масла на входе и выходе ГПА, как правило, достигает величины $15...25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура масла на сливе после подшипников должна составлять $65...75\text{ }^{\circ}\text{C}$. При температурах масла ниже $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ происходит срыв масляного клина и агрегат начинает работать неустойчиво. При температуре выше $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ срабатывает защита агрегата по высокой температуре масла.

4.2. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ЗАПОРНОЙ АРМАТУРЫ

Трубопроводная арматура (краны, вентили, обратные клапаны и т. д.) представляют собой устройства, предназначенные для управления потоками газа, транспортируемого по трубопроводам, отключения одного участка трубопровода от другого, включения и отключения технологических установок, аппаратов, сосудов и т. д.

К характерным особенностям работы запорной арматуры на магистральных газопроводах и КС относятся: высокое давление транспортируемого газа (до $7,5\text{ МПа}$), относительно высокая температура газа на выходе КС ($60...70\text{ }^{\circ}\text{C}$), наличие в составе газа



механических примесей и компонентов, вызывающих коррозию, эрозию металла и т. д.

К запорной арматуре предъявляются следующие основные требования: она, прежде всего, должна обеспечивать герметичное отключение отдельных участков газопровода, сосудов, аппаратов от технологических газопроводов и длительное время сохранять эту герметичность, иметь высокую работоспособность, быть коррозионно-стойкой и взрывобезопасной.

На магистральных газопроводах и КС применяется запорная арматура различного типа, но наибольшее распространение получили краны, задвижки и обратные клапаны.

Запорное устройство, в котором подвижная часть затвора имеет форму тела вращения с отверстием для пропуска потока и при перекрытии потока вращается вокруг своей оси, перпендикулярной к оси трубопровода, называют **краном**. Форма затвора бывает коническая, цилиндрическая и шаровая. По способу присоединения различают краны фланцевые, муфтовые. Затворы могут иметь отверстия, равные внутреннему диаметру присоединяемой трубы или меньшие его. В первом случае кран называют полнопроходным, во втором – неравнопроходным.

По конструкции краны могут быть простые поворотные и с принудительной смазкой. Применяются стальные краны с принудительной смазкой как с ручным, так и с пневматическим приводом. Краны могут иметь гидравлический, пневматический, пневмогидравлический и электрический приводы. Они могут иметь также и ручное управление. Более совершенные в отношении управления – краны с пневматическим приводом от энергии транспортируемого газа и дистанционным управлением.

Вся запорная арматура технологических обвязок компрессорной станции имеет нумерацию в соответствии с оперативной схемой КС, четкие указатели открытия и закрытия, указатели направления движения газа. Запорная арматура в обвязке КС подразделяется на четыре основные группы: **общестанционные, режимные, агрегатные и охранные**.

Общестанционные краны установлены на узлах подключения станции к магистральному газопроводу и служат для отключения КС от газопровода и стравливания газа из технологической обвязки станции. К таким кранам относятся краны № 7, 8, 17, 18, 20



(см. рис. 2.14 и 2.15). К общестанционным кранам относятся и краны № 6, 6р, обеспечивающие работу КС на «Станционное кольцо».

Режимные краны обеспечивают возможность изменения схемы работы ГПА, выбор групп работающих агрегатов. Нумерация этих кранов на различных КС различна, но, как правило, эти краны объединены номерами одной десятки (например: № 41–49; № 71–79 и т. д.) и характерны в основном для обвязок с неполнонапорными ЦБН.

Агрегатные краны относятся непосредственно к обвязке нагнетателя и обеспечивают его подключение к технологическим трубопроводам станции. К ним относятся краны № 1, 2, 3, 3 бис, 4, 5.

Охранные краны предназначены для автоматического отключения КС от магистрального газопровода в условиях возникновения каких-либо аварийных ситуаций на компрессорных станциях. К ним относятся краны № 19 и 21.

Конструкция шарового крана с пневмоприводом для надземной установки показана на рис. 4.9. В устройство крана входят три основных узла: собственно кран, пневмопривод и мультипликатор. Узел крана состоит из корпуса и пробки. Для обеспечения герметичности

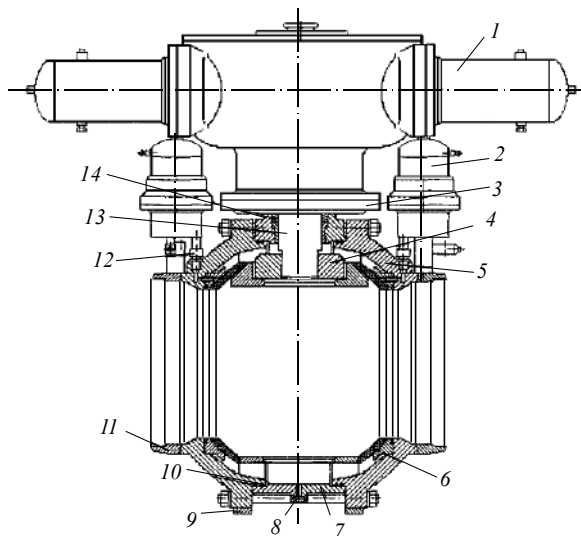


Рис. 4.9

кранов в специальные уплотнительные канавки в корпусе и пробке и в зазор между корпусом и пробкой подаётся под давлением смазка с помощью мультипликатора: 1 – гидропривод; 2 – мультиплика-

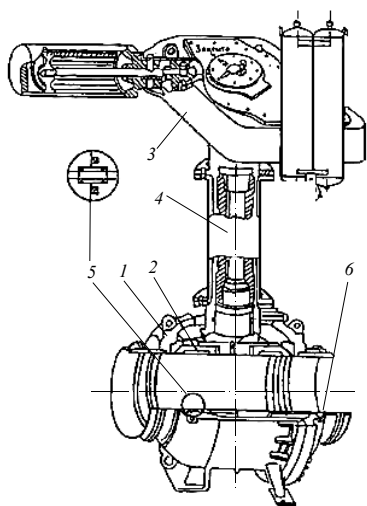


Рис. 4.10

тор (два); 3 – фланец для установки гидропривода; 4 – муфта для передачи вращения шару от вала 13; 5 – крышки (две); 6 – шар; 7 – корпус крана; 8 – заглушка; 9 – лапы к фундаменту; 10 – резиновое кольцо; 11 – патрубки; 12 – штуцер с шариковым обратным клапаном для подачи герметика; 13 – вал; 14 – направляющая втулка с пружиной.

Зазор между корпусом и пробкой можно регулировать винтом. Пневмопривод предназначен для открытия и закрытия крана при дистанционном управлении или при непосредственном местном воздействии на блок управления УУП (узел управления пневматический). Ручное управление допускается при отсутствии пневмогидравлического привода или при недостаточном давлении управляющего (импульсного) газа. Затворы могут иметь отверстия, равные внутреннему диаметру присоединяемой трубы или меньшие его.

Рабочее положение кранов – вертикальное, шпинделем вверх. Шаровые проходные краны отличаются простотой конструкции, прямоотчностью и низким гидравлическим сопротивлением. Закрываются герметично. Пробка и корпус имеют большую прочность и жёсткость. На рис. 4.10 показана конструкция крана с гидропневмоприводом: 1 – корпус; 2 – шар; 3 – пневмогидропривод; 4 – колонна; 5 – узел уплотнения; 6 – штуцер для уплотнительной смазки.

По сравнению с другими видами запорной арматуры краны обладают следующими преимуществами: компактность, прямоотчное движение потока газа через отверстие в шаре крана, что не вызывает больших гидравлических сопротивлений.

Запорные краны с шаровым затвором получили наибольшее распространение на магистральных газопроводах и используются в качестве запорно-отключающих устройств сепараторов, пылеуловителей, камер пуска и приёма очистных поршней, в свечных обвязках, узлах подключения КС, различного рода перемычках, обвязке газоперекачивающих агрегатов и т. д.



При эксплуатации кранов необходимо выполнять следующие основные требования:

- запрещается эксплуатировать краны при не полностью открытом или закрытом положении затвора;
- перестановку шаровых кранов следует производить при наличии перепада до и после крана не более 0,08 МПа;
- необходимо периодически производить набивку крана крановой смазкой, рекомендованной заводами-изготовителями.

Попадание воды в систему не допускается.

К **задвижкам** относятся разного рода запорные устройства, в которых проходное сечение для газа перекрывается за счёт поступательного перемещения затвора в направлении, перпендикулярном движению потока транспортируемого газа. По конструкции шпиндели подразделяются на два вида: с выдвижным и с невыдвижным шпинделем. Привод задвижек в зависимости от необходимого для их открытия усилия и условий эксплуатации может быть ручной, пневматический, гидравлический или электрический.

По конструкции затвора задвижки подразделяются на клиновые и параллельные. Параллельные задвижки применяют для газопроводов с давлением до 0,3 МПа, а клиновые – для всех давлений. В клиновых задвижках дисковый затвор изготовлен в виде клина, который входит в пазы корпуса и прижимается к ним своими уплотнительными поверхностями (рис. 4.11).

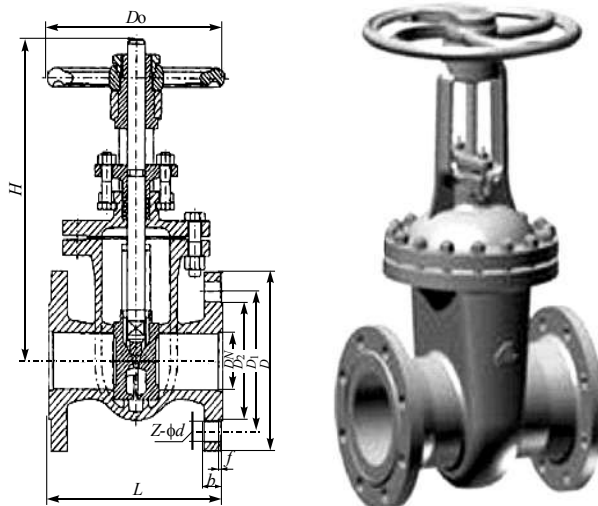


Рис. 4.11

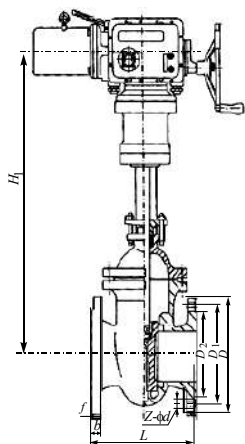


Рис. 4.12

Задвижка с электроприводом показана на рис. 4.12.

Задвижки по сравнению с другими видами запорной арматуры имеют следующие особенности: незначительное гидравлическое сопротивление при полностью открытом проходном сечении, простота обслуживания и ремонта.

К вентилям (рис. 4.13: 1 – корпус; 2 – уплотнительное кольцо; 3 – золотник; 4 – шпindel; 5 – маховик; рис. 4.14: 1 – шпindel; 2 – корпус; 3 – маховичок) относят запорную арматуру с поступательным перемещением затвора, параллельно потоку транспортируемого газа.

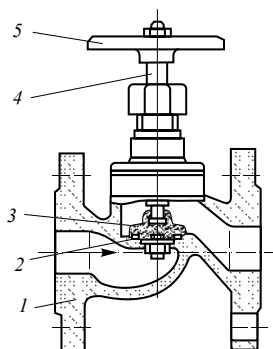


Рис. 4.13

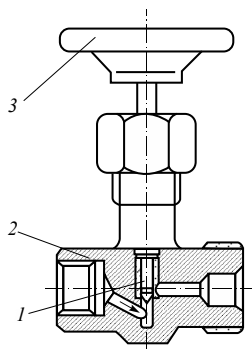


Рис. 4.14

Вентили имеют следующие характерные особенности: возможность работы при высоких перепадах давлений на золотнике, простота конструкции, обслуживания и ремонта, относительно небольшие габаритные размеры, невозможность гидравлического удара. Используются в основном на линиях отбора импульсного газа и линиях отбора щитов управления агрегатной и станционной системы управления.

Обратные и предохранительные клапаны. Для предотвращения движения транспортируемой по трубопроводу среды в направлении, обратном заданному, применяют обратные клапаны. По конструкции различают подъёмные и поворотные клапаны. Предохранительные клапаны (рис. 4.15) предназначены для автоматического сброса среды при повышении давления сверх установ-



ленной величины. Конструкция включает в себя: рычажный механизм 1; втулку регулировочную 2; втулку направляющую 3; пружину 4; золотник клапана 5; седло 6; шток 7; разделительную перегородку 8; колпак защитный 9; корпус 10. Они бывают трёх типов: пружинные, гидравлические и рычажно-грузовые.

Конструктивно плунжерный предохранительный клапан (ППК) и СППК выполнены идентично. Только у СППК имеется разделительная камера для защиты пружины от действия высоких температур среды с высокой коррозионной активностью.

ППК представляет собой арматуру, в которой золотник (плунжер) находится в закрытом состоянии при помощи стальной пружины. Когда давление в газопроводе достигает величины силы прижатия клапана к седлу, плунжер отходит от седла и газ сбрасывается в атмосферу через свечу. ППК настраивается на давление, превышающее рабочее на 10 %.

При снижении давления в газопроводе до установленного плунжер ПК под действием упругой силы пружины возвращается в исходное положение, выход газа в свечу прекращается. ПК должен устанавливаться в вертикальном положении в местах, удобных для осмотра и ухода за ним.

По принципу перемещения клапаны различаются на поворотные и подъёмные. По конструкции золотника клапаны – плоские, клиновые, плунжерные и шаровые. По конструкции возвратного механизма – пружинные, грузовые (возврат под действием собственного веса золотника) и рычажно-грузовые (рис. 4.16).

Они выполняются как автоматически самодействующие предохранительные устройства. Основным узлом обратного клапана является его затвор, который пропускает газ в одном направлении и перекрывает поток его в другом. Обратный клапан устанавливают на узле подключения перед краном 8, а также в обвязке полнонапорных нагнетателей перед кранами 2 и 6 (см. рис. 4.1).

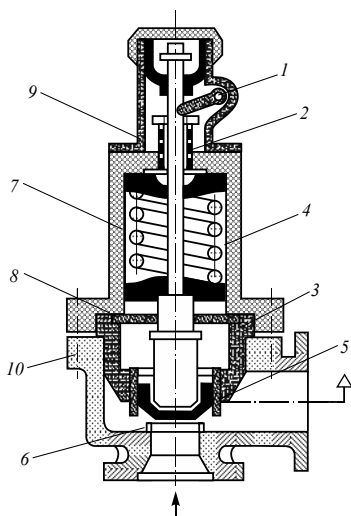


Рис. 4.15



Техническое обслуживание и ремонт запорной арматуры выполняются в соответствии с инструкциями завода-изготовителя по специальному плану-графику.

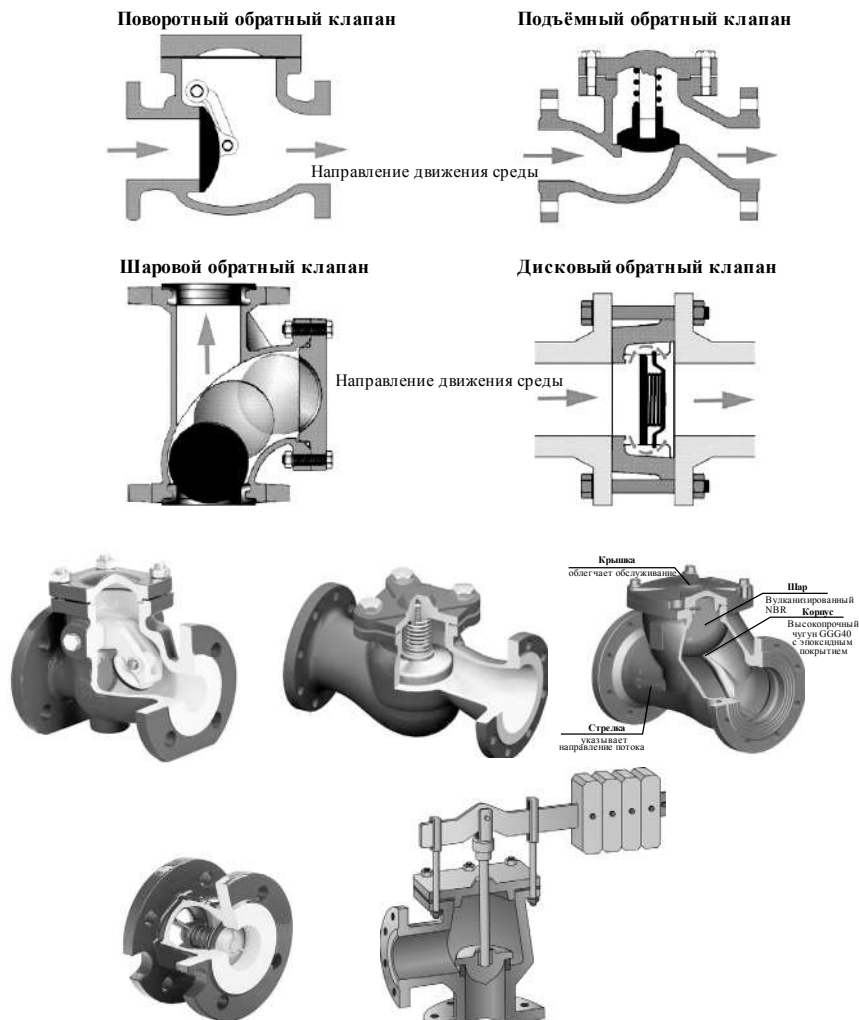


Рис. 4.16

Приведённые конструкции не исчерпывают всего многообразия вариантов исполнения арматуры, отражая лишь принципиальные их варианты.

Глава 5

СЖИЖЕННЫЕ УГЛЕВОДОРОДЫ

На сегодняшний день сжиженный газ (сжиженные углеводороды – СУГ) считается одним из чистейших видов топлива, удовлетворяющим потребности широкого и всё более возрастающего круга потребителей [8]. К СУГ, как отмечалось ранее, относятся пропан и бутан.

Сейчас во всем мире сжиженный газ производят и используют как высококачественное бытовое и промышленное топливо, что обусловлено его основными преимуществами, а именно: возможность существования сжиженного газа при температуре окружающей среды и умеренных давлениях как в жидком, так и газообразном состоянии. В жидком виде эти газы легко перерабатываются, хранятся, транспортируются, а в газообразном – имеют лучшую, чем природный и искусственный газы, характеристику сгорания при отсутствии вредных примесей. Кроме того, транспортировка его дешевле транспортировки природного газа.

Однако не только пропан и бутан транспортируются в сжиженном виде. Значительная доля природного газа, переведённого в жидкую фазу (СПГ), также поставляется потребителям.

В 2014 году СПГ-индустрия отметила свой полувековой юбилей. За этот период отрасль добилась серьезных успехов: на поставки СПГ приходится 30 % мировой торговли газом, его экспортом занимается 18 стран, мощности по регазификации (переводу из жидкой в газообразную фракцию) имеются в 26 странах.

По прогнозам, к 2030 году спрос на СПГ вырастет более чем вдвое и достигнет примерно 500 млн т в год. Спрос на СПГ в Европе возрастёт почти в 3 раза: с нынешних 47 млн т до 130 млн т в год. Ожидается, что развитые страны Азии (прежде всего Япония и



Южная Корея) в этот период увеличат потребление СПГ на 40 %. Рост потребления будет достигнут за счёт стран Юго-Восточной Азии – Китая, Индии, Пакистана, Вьетнама, Индонезии, Малайзии, Таиланда. Их потребности в СПГ к 2030 году вырастут в 8 раз.

Вместе с тем необходимо отметить, что для обеспечения безопасного использования сжиженных углеводородных газов необходимо учитывать следующие основные особенности газообразных углеводородов, входящих в состав сжиженных газов.

1. При небольшом давлении они легко переходят в жидкое состояние, потому их хранят, транспортируют, распределяют и используют под давлением собственных паров. Давление этих паров является функцией температуры окружающей среды.

2. В газообразном состоянии они значительно тяжелее воздуха; их относительная плотность по отношению к воздуху находится в пределах 1,5...2,1, что должно предопределить многие приёмы безопасной эксплуатации систем газоснабжения с помощью сжиженных газов. Плотность сжиженных газов по отношению к воде составляет 0,51...0,58 г/см³, т. е. они почти в 2 раза легче воды.

3. Вязкость их очень мала, что облегчает транспортировку, но благоприятствует утечкам (чему, в свою очередь, способствует повышенное давление паров).

4. Пределы воспламенения (взрываемости) в воздухе низкие. Разница между нижним и верхним пределом взрываемости незначительна, следовательно, при сжигании газов допускается применение высокого отношения воздух / сжиженный газ.

5. Диффузия газов в атмосферу осуществляется медленно, в особенности при отсутствии ветра. Только при большой скорости ветра смешение паров сжиженных газов и воздуха ускоряется.

6. При ускоренном отборе паров сжиженных газов из резервуаров температура жидкости снижается, уменьшается также давление паров в резервуаре.

7. Коэффициент объёмного расширения сжиженных газов очень велик. При повышении наружной температуры жидкость в резервуаре значительно расширяется. Поэтому при заполнении резервуаров сжиженными газами сохраняют свободное пространство (до 15 % от вместимости резервуара). Категорически запрещается заполнять резервуары полностью. Система регулировки степени наполнения резервуаров должна быть такой, чтобы можно было



контролировать её или определять наливную массу сжиженных газов.

8. При контакте со сжиженными газами во время их откачки или закачки в резервуары в результате ускоренной абсорбции теплоты жидкости при её испарении в открытом пространстве резко снижается температура последних.

9. Возможно образование конденсата при снижении температуры до точки росы или при повышении давления.

5.1. СТАНОВЛЕНИЕ И РАЗВИТИЕ ПРОИЗВОДСТВА СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

Первый в мире завод для получения сжиженного природного газа начали строить в 1912 году в Западной Вирджинии (США), а первая его партия была получена в 1917 году. Но с развитием технологий трубопроводного транспорта о сжижении природного газа на некоторое время забыли. На основе экспериментов, проводившихся в 1937 году, первое крупномасштабное сжижение природного газа по технологии низких температур, или суперохлаждение, было произведено в Кливленде, штат Огайо, в 1941 году.

С середины 1960-х годов началось промышленное производство сжиженного природного газа. В 1964 году Алжир начал эксплуатацию первого промышленного объекта по сжижению газа в мире CAMEL. Партии СПГ направлялись в Соединенное Королевство и Францию (впоследствии в Испанию, Бельгию, Италию, Турцию, Грецию и США). В настоящее время работают газопроводы, проложенные по дну Средиземного моря в Европу. Проекты СПГ предшествовали подводным трубопроводам, которые сейчас являются более экономичными с учетом расстояния транспортировки. В Алжире имеется 18 технологических линий с общей производительностью сжижения в 20 млн т СПГ в год в Арзеве и Скикде на побережье Средиземного моря. В качестве сырья используется природный газ, поступающий на эти объекты по трубопроводу с сухопутного месторождения Хасси-Р'мел. Еще одно преимущество СПГ, которое стало очевидным с развитием технологий транспорта и хранения сжиженного газа, – это то, что его можно было использовать для регулирования пиков потребления газа. После нефтяного кризиса в 1970-х годах и резкого роста цен на энергоносители



производство и продажа сжиженного природного газа стали рентабельны, в связи с чем СПГ-индустрия превратилась в отдельную самостоятельную отрасль мировой промышленности.

В зарубежной практике создавались и функционировали комплексы большой производительности (до 1000 т/ч СПГ) и большой ёмкости резервуарного парка (до 300 тыс. м³) в основном двух назначений: для организации межконтинентальных перевозок газа; для регулирования пиковых нагрузок газопотребления с малой производительностью (до 20 т/ч СПГ) с достаточно развитой системой хранения (объёмом до 200 тыс. м³).

В Советском Союзе процесс получения СПГ был освоен в 1954 году, когда на Московском заводе сжижения природного газа ввели в эксплуатацию установку, рассчитанную на производство 25 тыс. т СПГ в год. Тогда же был успешно проведен комплекс работ по применению жидкого газа в качестве топлива для автомобильных двигателей. Однако вскоре были открыты крупные месторождения нефти, и проблема использования сжиженного газа в СССР потеряла актуальность.

К началу XXI в. вопросы сжижения природного газа вновь стали рассматриваться в России. В настоящее время реально работают проекты «Сахалин-1» и «Сахалин-2». Завод СПГ состоит из двух технологических линий по сжижению газа, на которых будет применяться разработанная концерном «Шелл» технология двойного охлаждения смешанным хладагентом. Эта технология особенно подходит для работы в условиях холодного сахалинского климата. Проектная мощность каждой технологической линии составит 4,8 млн т/год. Новейшим достижением в области производства СПГ является завод на острове Мелкоя. Для сжижения газа используется энергоэффективная установка, созданная компаниями «Статойл» и «Линде». Вся установка находится на барже, где размещено 24 000 т технологического оборудования для получения сжиженного газа.

5.2. ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ СЖИЖЕННЫХ ПРИРОДНЫХ ГАЗОВ

Сжиженный природный газ – криогенная жидкость, по химическому составу представляющая собой многокомпонентную смесь углеводородов ряда C₁–C₈ а также азота N₂ и двуокиси углерода



CO₂, с преобладающим содержанием метана – CH₄. В табл. 5.1 приведен компонентный состав производимых сжиженных природных газов (мольный процент) на первых заводах по производству СПГ.

Таблица 5.1

Территория	Метан	Этан	Пропан	Бутан	Азот
Аляска	99,72	0,06	0,0005	0,0005	0,20
Алжир	86,98	9,35	2,33	0,63	0,71

Технологическая цепь операций на заводе СПГ показана на рис. 5.1. Сырьевой газ до сжижения должен быть очищен от водяного пара, CO₂ и сернистых соединений. Первоначально удаляют кислые газы с использованием той же технологии, что и при традиционной обработке природного газа. Окончательная очистка обычно производится чаще всего при пропускании газа через многослойные молекулярные сита (рис. 5.2). Отделение CO₂ и сернистых соединений происходит в промывной колонне. На рис. 5.2 обозначено: 1 – подвод природного газа; 2 – сепаратор на входе; 3 – осушитель; 4 – регенератор; 5 – холодильник; 6 – обратная подача в трубопровод; 7 – водоотделитель; 8 – подача осушенного газа к расширителю (–65 °С); 9 – колонна для удаления CO₂; 10 – регенератор; 11 – нагреватель; 12 – отвод регенерированного газа из холодильной камеры; 13 – подача очищенного газа на сжижение при температуре –65 °С.

При длительной эксплуатации газовых месторождений качество добываемого природного газа постоянно ухудшается, тогда как требования к его качеству, наоборот, постоянно растут, особенно в тех случаях, когда он направляется на сжижение.

Тонкая очистка газа от следовых примесей, например от COS, ртути и особенно меркаптанов, приобретает все большее значение наряду с осушкой и очисткой от H₂S и CO₂. Для этих целей в настоящее время на Ближнем Востоке сооружаются установки, в которых используется процесс «OMNISULF» (рис. 5.3). Концепция процесса «OMNISULF» включает в себя несколько ключевых технологий. Кислые компоненты удаляются по технологии AMDEA (фирма «BASF»). Далее очищенный газ направляется на установку DMR, где с помощью цеолитов 13X освобождается от влаги и меркаптанов (технология Zeochem).

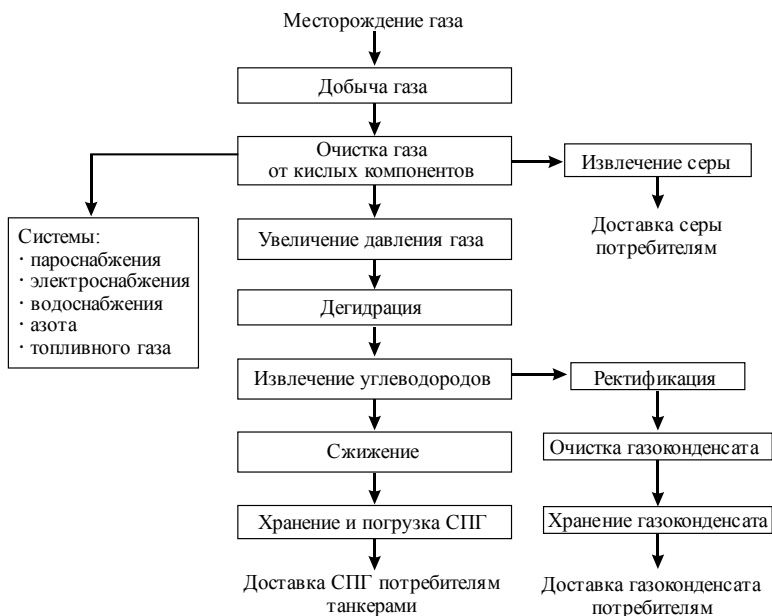


Рис. 5.1

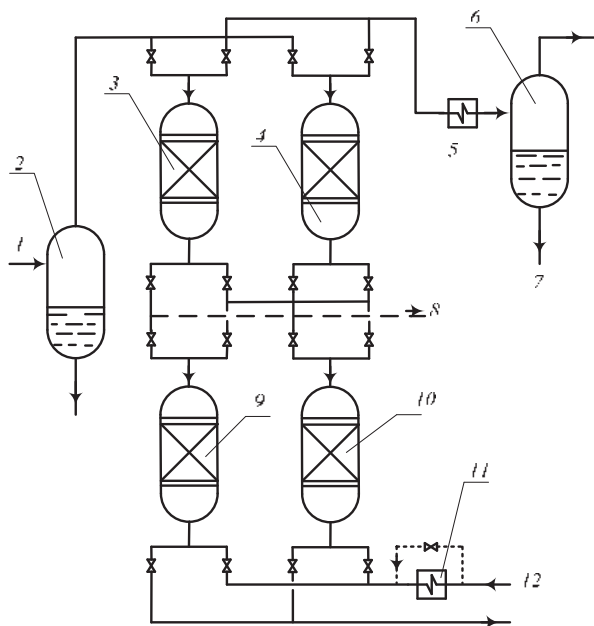


Рис. 5.2



При необходимости очистки от ртути газ пропускается через пропитанный активированный уголь. Все газовые потоки, содержащие серу, подаются на установку Клауса. Для повышения коэффициента извлечения серы установку Клауса дополняют установкой очистки отходящих газов (технология Lurgi). Отбросные газы перед сбросом в атмосферу дожигаются. После удаления примесей природный газ должен быть сжат, охлажден и сжижен.

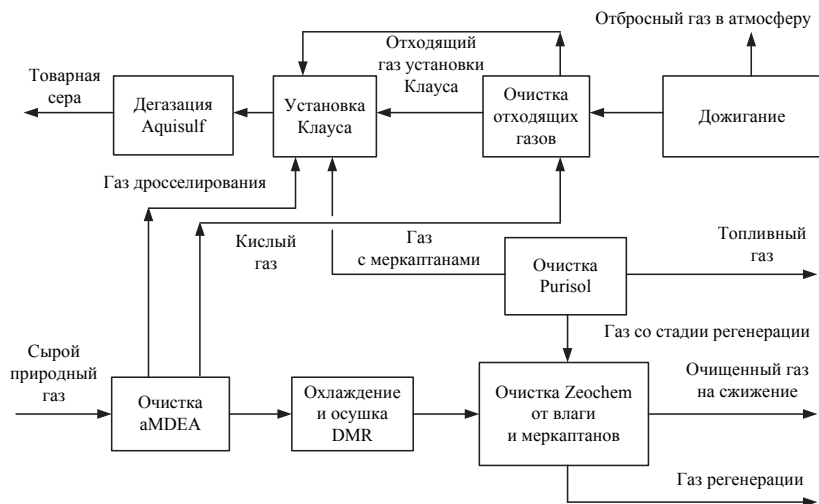


Рис. 5.3

Общеизвестно, что переход вещества из газообразного состояния в жидкое достигается охлаждением его ниже критической температуры (T_K) и последующей конденсацией в результате отвода теплоты парообразования (конденсации). Идеальный процесс сжижения газов изображен на рис. 5.4.

Изобара 1–2 соответствует охлаждению газа до начала конденсации, изотерма 2–0 – конденсации газа.

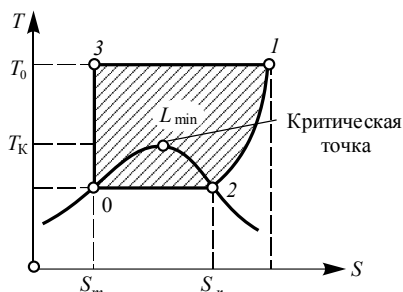


Рис. 5.4



Площадь ниже кривой $1-2-0$ эквивалентна количеству теплоты, которое необходимо отвести от газа при его сжижении, а площадь внутри контура $1-2-0-3$ ($1-3$ – изотермическое сжатие газа, $3-0$ – адиабатическое его расширение) характеризует термодинамически минимальную работу L_{\min} , необходимую для сжижения газа:

$$L_{\min} = T_0(S_{\text{г}} - S_{\text{ж}}) - (J_{\text{г}} - J_{\text{ж}}),$$

где T_0 – температура окружающей среды; $S_{\text{г}}$, $S_{\text{ж}}$ – энтропии газа и жидкости; $J_{\text{г}}$, $J_{\text{ж}}$ – теплосодержания (энтальпии) газа и жидкости.

Значения L_{\min} и действительно затрачиваемой работы $L_{\text{д}}$ для сжижения некоторых газов даны в табл. 5.2.

Сжижение газа с температуры $T_{\text{к}}$, которая значительно ниже температуры окружающей среды, производится методами **глубокого охлаждения**. Наиболее часто для сжижения газа с низким $T_{\text{к}}$ применяются **холодильные циклы**, основанные на дросселировании сжатого газа (использование эффекта Джоуля–Томсона), на его расширении с производством внешней работы в детандере, на расширении газа из постоянного объема без совершения внешней работы (**метод теплового насоса**). В лабораторной практике иногда используется **каскадный метод** охлаждения (сжижения).

Таблица 5.2

Газ	$T_{\text{кип}}$, К	$T_{\text{к}}$, К	L_{\min} , кВт · ч/кг	$L_{\text{д}}$, кВт · ч/кг
Азот	77,4	126,2	0,220	1,2...1,5
Аргон	87,3	150,7	0,134	0,8...0,95
Водород	20,4	33,0	3,31	15...40
Воздух	78,8	132,5	0,205	1,25...1,5
Гелий	4,2	5,3	1,93	15...25
Кислород	90,2	154,2	0,177	1,2...1,4
Метан	111,7	191,1	0,307	0,75...1,2
Неон	27,1	44,5	0,37	3...4
Пропан	231,1	370,0	0,04	~ 0,08
Этилен	169,4	282,6	0,119	~ 0,3



Графическое изображение и схема дроссельного цикла сжижения газа даны на рис. 5.5.

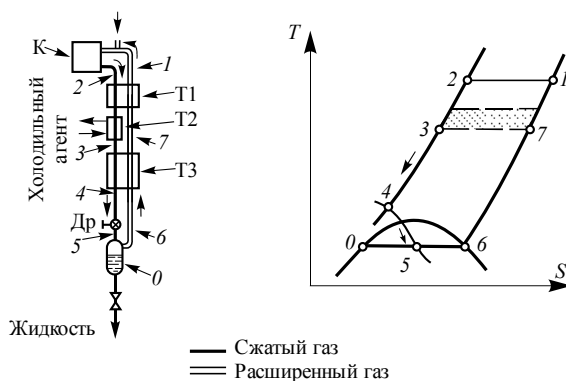


Рис. 5.5

После сжатия в компрессоре (1–2) газ последовательно охлаждается в теплообменниках (2–3–4) и затем расширяется (дросселируется) в вентиле (4–5). При этом часть газа сжижается и скапливается в сборнике, а несжиженный газ направляется в теплообменники и охлаждает свежие порции сжатого газа. Для сжижения газа по циклу с дросселированием необходимо, чтобы температура сжатого газа перед входом в основной теплообменник Т3 была ниже температуры инверсионной точки. Для этого и служит теплообменник с посторонним холодильным агентом Т2. Если температура инверсионной точки газа выше комнатной (азот, аргон, кислород), то схема принципиально работоспособна и без теплообменников Т1 и Т2. Посторонние хладагенты в этих случаях применяют для повышения выхода жидкости. Если же температура инверсионной точки газа ниже комнатной, то теплообменник с посторонним хладагентом обязателен. Например, при сжижении водорода методом дросселирования в качестве постороннего хладагента используется жидкий азот, при сжижении гелия – жидкий водород.

Для сжижения газа в промышленных масштабах чаще всего применяют циклы с детандерами (рис. 5.6), так как расширение газов с производством внешней работы – наиболее эффективный метод охлаждения.

В самом детандере жидкость обычно не получают, так как технически проще проводить само сжижение в дополнительной дрос-



сельной ступени. После сжатия в компрессоре $1-2$ и предварительного охлаждения в теплообменнике $2-3$ поток сжатого газа разделяется на две части: часть M отводится в детандер, где, расширяясь, производит внешнюю работу и охлаждается ($3-7$). Охлаждённый газ подаётся в теплообменник, где понижает температуру оставшейся части сжатого газа ($1 - M$), которая затем дросселируется и сжижается. Теоретически расширение в детандере должно происходить при постоянной энтропии $3-6$. Однако из-за потерь расширение протекает по линии $3-7$. Для увеличения термодинамической эффективности процесса сжижения газа иногда применяют несколько детандеров, работающих на различных температурных уровнях.

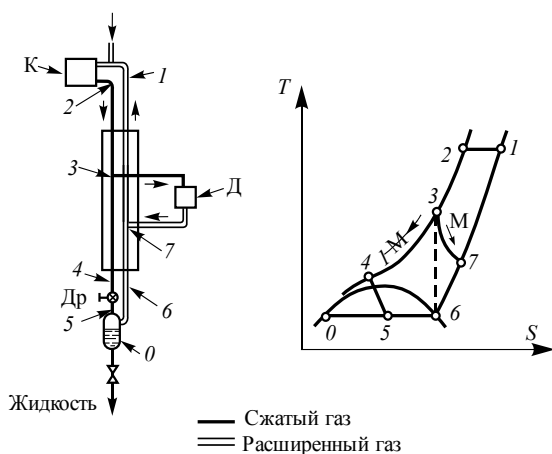


Рис. 5.6

Циклы с тепловыми насосами обычно используют (наряду с детандерными и дроссельными циклами) при сжижении газа с помощью холодильно-газовых машин, которые позволяют получать температуры до 12 K , что достаточно для сжижения всех газов, кроме гелия (табл. 5.2). Для сжижения гелия к машине пристраивается дополнительная дроссельная ступень.

Детандер (от франц. *détendre* – ослаблять) – машина для охлаждения газа путём его расширения с отдачей внешней работы. Детандер относится к классу расширительных машин, но применяется главным образом не с целью совершения внешней работы, а для получения холода. Расширение газа в детандере – наиболее эффективный способ его охлаждения. Детандер используется, в частно-



сти, в установках для сжижения газов и разделения газовых смесей методом глубокого охлаждения. Наиболее распространены поршневые детандеры и турбодетандеры.

Поршневые детандеры – машины объёмного периодического действия, в которых потенциальная энергия сжатого газа преобразуется во внешнюю работу при расширении отдельных порций газа, перемещающих поршень. Они выполняются вертикальными и горизонтальными, одно- и многорядными. Торможение поршневых детандеров осуществляется электрогенератором и реже компрессором.

Применяются в основном в установках с холодильными циклами высокого 15...20 МПа и среднего 2...8 МПа давления для объёмных расходов газа при температуре и давлении на входе в машину (физических расходов) 0,2...20 м³/ч.

Схема поршневого детандера показана на рис. 5.7.

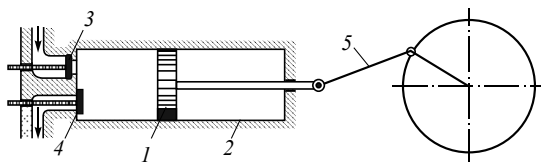


Рис. 5.7

Турбодетандеры – лопаточные машины непрерывного действия, в которых поток проходит через неподвижные направляющие каналы (сопла), преобразующие часть потенциальной энергии газа в кинетическую, и систему вращающихся лопаточных каналов ротора, где энергия потока преобразуется в механическую работу, в результате чего происходит охлаждение газа (рис. 5.8).

Они классифицируются: по направлению движения потока на центростремительные, центробежные и осевые; по степени расширения газа в соплах – на активные и реактивные; по числу ступеней расширения – на одно- и многоступенчатые. Наиболее распространён реактивный одноступенчатый центростремительный детандер, разработанный П.Л. Капицей. Торможение турбинных детандеров осуществляется электрогенератором, гидротормозом, нагнетателем, насосом. Турбодетандеры применяются главным образом в установках с холодильным циклом низкого давления 0,4...0,8 МПа для объёмных (физических) расходов газа 40...4000 м³/ч.

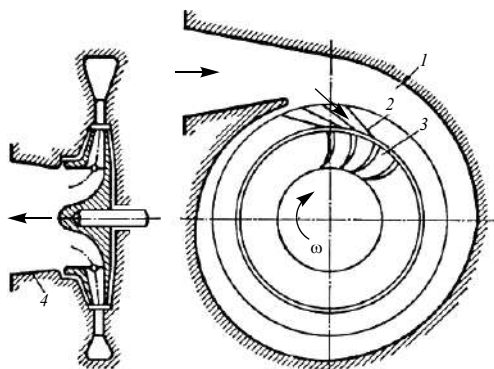
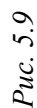


Рис. 5.8

Для получения сжиженного метана требуется глубокое охлаждение. Комплексы сжижения природного газа, включающие установки сжижения газа, изотермические хранилища и регазификаторы, изначально рассматривались как эффективное средство регулирования пиковых нагрузок газопотребления. Впервые такие комплексы появились в США и Канаде.

Для сжижения газа в конце 70-х годов XX столетия применялись три основных цикла производства СПГ: стандартный каскадный с использованием нескольких ступеней внешнего охлаждения; модифицированный каскадный, предусматривающий комбинированное охлаждение во внешнем контуре и самоохлаждение; расширительный, при котором отдача энергии происходит в процессе расширения газа, находящегося под высоким давлением и проходящего через турбину для совершения работы.

Классический каскадный цикл на чистых холодильных агентах применён на первом заводе сжижения газа, построенном в Алжире в 1964–1965 годах (рис. 5.9). Выбор цикла был продиктован сравнительной простотой и хорошей его изученностью, позволяющей рассчитать все элементы холодильной установки с высокой степенью точности. Цикл представляет собой совокупность трёх индивидуальных циркуляционных контуров, вырабатывающих холод на различных ступенчато-понижающихся температурных уровнях. В каждом контуре используется чистый однокомпонентный холодильный агент. Указанная схема была использована также на заводе сжижения в Кенае (Аляска). Применение классического каскадного цикла было ограничено первыми двумя заводами сжижения газа в Арзеве (Алжир), Кенае и несколькими установками для покрытия пиковых нагрузок газопотребления.





Существенными недостатками технологии сжижения газа, реализованной на первых двух заводах и на нескольких мелких установках, построенных в 1960-х годах, является наличие разнотипных по характеристикам и мощности компрессорных агрегатов, большое число теплообменников и, как следствие, разветвленная система межцеховых коммуникаций.

По данным французской фирмы «Air-Liquid», капиталовложения в систему межцеховых коммуникаций (трубопроводов обвязки) завода сжижения в Арзеве составили более 25 % от общей стоимости завода. В этой связи усилия исследователей и проектантов были направлены на разработку технологий, позволяющих уменьшить габариты компрессорного оборудования, сократить число теплообменных аппаратов, а также протяжённость и металлоёмкость технологических трубопроводов. Решение, удовлетворяющее всем перечисленным требованиям, было впервые найдено советским учёным А.П. Клименко, который задолго до строительства завода сжижения газа в Алжире разработал (1956 год) технологию сжижения газа на основе однопоточного холодильного цикла. Эти схемы нашли широкое применение за рубежом. Сущность предложенной технологии заключается в использовании многокомпонентной смеси углеводородов (от бутанов до метана) с азотом в качестве рабочего тела холодильной установки, обеспечивающей требуемый для сжижения природного газа диапазон выработки холода. Сжатие смешанного холодильного агента производится в одном компрессоре.

На рис. 5.10 показан модифицированный одноконтурный цикл со смешанным хладагентом, представляющим собой смесь вводимых в контур газов азота, метана, этана, пропана и бутана. Преимущества этой технологии, основанной на использовании однопоточных холодильных циклов, оказались столь значительными, что на заводах для сжижения природного газа использованы различные модификации этого цикла.

Принцип работы установки заключается в следующем. Смесь газов азота, метана, этана, пропана и бутана подвергается сжатию в компрессорах 1 и 2, после чего подаётся в расширитель 3, где происходит сжижение пропана и бутана, имеющих более высокую температуру конденсации, и отвод их через нижний патрубок в змеевик теплообменника 4.

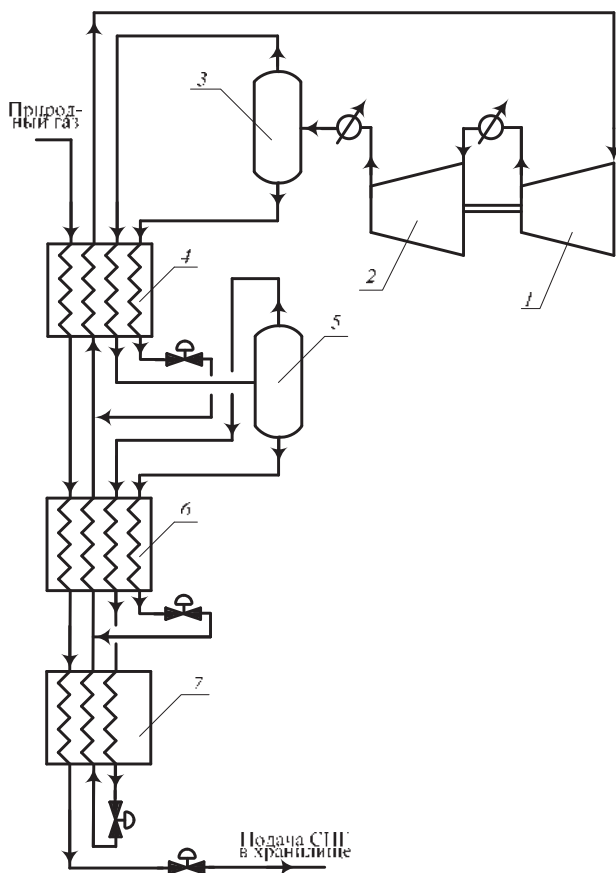


Рис. 5.10

Во второй змеевик теплообменника 4 через верхний патрубок расширителя 3 подаются в газообразной фракции азот, метан и этан. Поступающий в теплообменник 4 природный газ при этом охлаждается и подаётся в теплообменник 6. Подогретые природным газом пропан и бутан через вентиль возвращаются в теплообменник 4 в тракт встречного потока, где они смешиваются с азотом, метаном и этаном.

Прошедшие через второй змеевик и забравшие часть тепловой энергии природного газа азот, метан и этан подаются в расширитель 5, где метан и этан переходят в жидкое состояние и через нижний патрубок поступают в первый змеевик теплообменника 6. Через верхний патрубок расширителя 5 охлаждённый азот подаётся



во второй змеевик теплообменника 6, а оттуда – в теплообменник 7. Подогретые природным газом метан и этан через вентиль возвращаются в теплообменник 6 в тракт встречного потока, где происходит их смешивание с азотом.

Прошедший через первый змеевик теплообменника 7 и охладивший природный газ до жидкого состояния азот, возвращается через вентиль во второй змеевик (обратный тракт), откуда, смешавшись с метаном и этаном, – в теплообменник 6, где происходит их подогрев природным газом, а из него – в теплообменник 4. В нём происходит дальнейший подогрев азот-пропан-бутан-метан-этановой смеси природным газом. Из теплообменника 4 смесь подаётся в компрессор. Далее процессы повторяются.

Очередной ступенью совершенствования технологии сжижения явился предложенный французскими фирмами «Air-Liquid» и «Technip» так называемый процесс «Теаларк с двумя ступенями давления». Его отличительной особенностью является наличие двух групп теплообменных аппаратов, одна из которых используется для получения хладагентов, а другая – для охлаждения и сжижения природного газа. На базе этого процесса построен технологический цикл завода сжижения газа в Скинде (Алжир, 1972–1973 годы). Опыт эксплуатации завода подтвердил высокую эффективность процесса, его хорошую управляемость и обоснованность выбора принципа регулирования (поддержания оптимального режима работы) блока сжижения газа. Решение, обеспечивающее повышение термодинамической эффективности цикла на многокомпонентном хладагенте, было предложено американской фирмой «Air Products». Оно заключалось во введении дополнительного пропанового контура, обеспечивающего предварительное охлаждение многокомпонентного хладагента и природного газа. Для предварительного охлаждения можно использовать пропан-этановую смесь вместо чистого пропана (предложение фирм «Linde» и «Tealark»). Термодинамическая эффективность этих циклов выше, чем у классического каскадного и однопоточного циклов. Начиная с 1971 года все крупные заводы СПГ строились на основе процессов со смешанными агентами.

Технологическая схема процесса Liquefin (цикл на двух смешанных холодильных агентах) фирмы «Axens» показана на рис. 5.11.

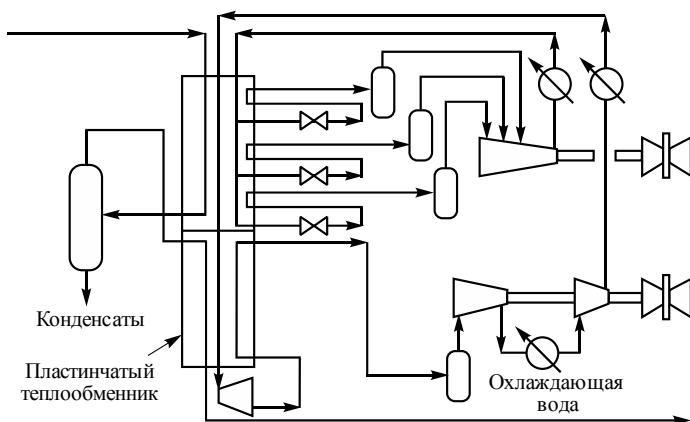


Рис. 5.11

Объединение двух систем смешанного хладагента и модульных теплообменников с ребристыми пластинами в общую крупную линию охлаждения позволяет сократить капиталовложения и эксплуатационные затраты в сравнении с системами, использующими однокомпонентные хладагенты или имеющими несколько линий охлаждения, подключённых к общему сжижающему теплообменнику. Детальные исследования, которые провели международные нефтяные и проектно-строительные фирмы, сравнивая обычные (мощностью 4,5...8 млн т/год) линии сжижения на смешанном хладагенте (пропан и выше) с системами сжижения природного газа Liquefin, показали, что системы Liquefin характеризуются сниженными на 15...20 % удельными капиталовложениями.

Технологическая схема процесса MCR фирмы «Air Products and Chemicals, Inc» показана на рис. 5.12.

Процесс MCR включает стадию предподготовки газа, за которой следует сжижение с использованием охлаждения хладагентом, содержащим смесь компонентов (mixed component refrigerant – MCR). Чаще всего применяется процесс MCR с предварительным охлаждением смесью пропана с другими углеводородами (C_3 -MR). Многоступенчатая система охлаждения пропаном обеспечивает предварительное охлаждение смешанного хладагента и исходного природного газа. Систему можно проектировать с паровыми турбинами, промышленными газовыми турбинами и/или электроприводом. Процессы MCR фирмы «Air Products» относятся к самым широко используемым в мире циклам получения СПГ. В разных



странах действуют или находятся в стадии строительства более 60 линий получения СПГ с использованием процесса MCR.

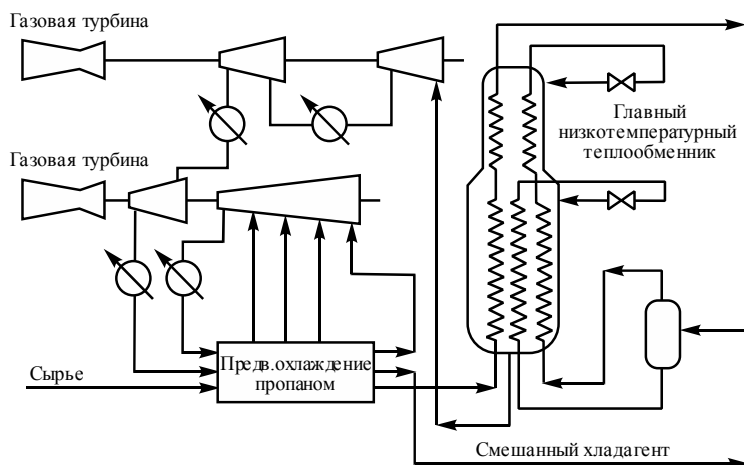


Рис. 5.12

Технологическая схема Dual MR (цикл на двух смешанных хладагентах) показана на рис. 5.13. Предварительное охлаждение природного газа и частичная конденсация второго смешанного хладагента осуществляются так же, как и в технологии Liquefin. Разделение в сепараторе второго хладагента на два потока и их дальнейшее дросселирование осуществляются так же, как и в технологии MCR.

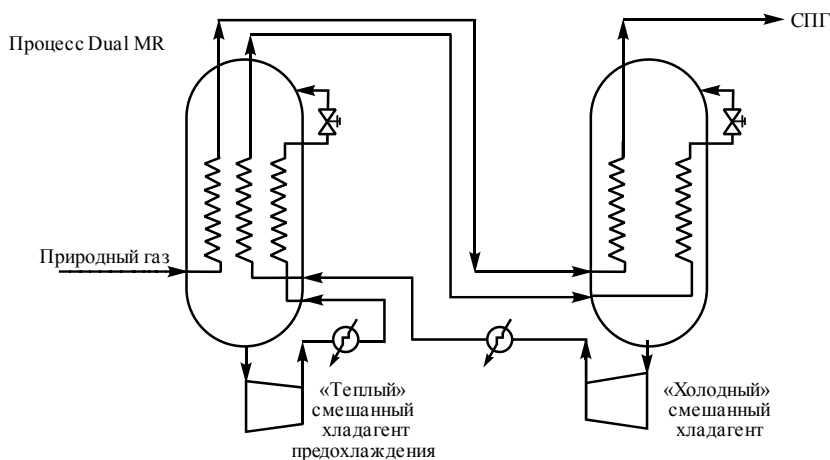


Рис. 5.13



Сжижение природного газа (с использованием холодильного цикла R150 фирмы «Black and Veatch Corp.» со смешанным хладагентом) для транспортировки и/или хранения представлено на рис. 5.14.

Область применения – от крупных установок базовой нагрузки до небольших установок для снятия пиковых нагрузок. Сырьё (природный газ) предварительно очищают обычными методами для снижения содержания CO_2 (менее чем 0,005 %) и воды (менее чем 0,0001 %). В настоящее время работают 12 установок и ещё 4 установки разрабатываются. Мощности установок в пределах от 113 тыс. $\text{м}^3/\text{сут}$ до 5,1 млн $\text{м}^3/\text{сут}$ для базовых нагрузок, снятия пиковых нагрузок и очистки топливного газа.

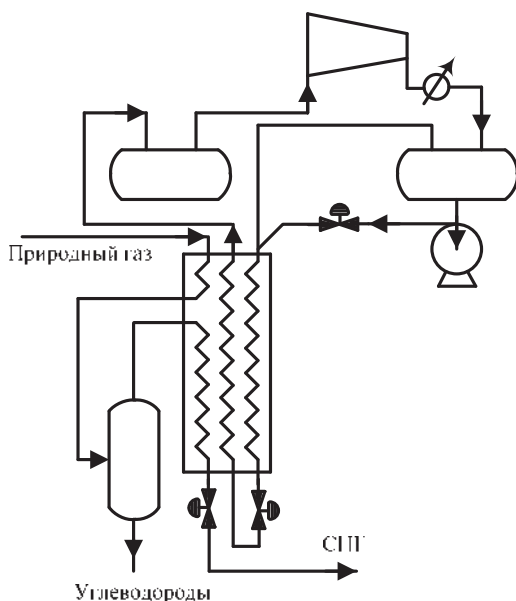


Рис. 5.14

Процесс LNG-PRO фирм «Randail Gas Technologies» и «ABB Lummus Global inc» позволяет получать сжиженный газ (СПГ) для транспортировки или хранения (рис. 5.15). Процесс подходит как для установок базовой нагрузки, так и для установок, назначение которых – снятие пиковых нагрузок. Широко используются модульные схемы, что облегчает монтаж в отдалённых местах или на морских платформах. В процессе используется гибридная схема



сжижения природного газа. В частности, это пропановый турбодетандерный цикл с предварительным охлаждением природного газа.

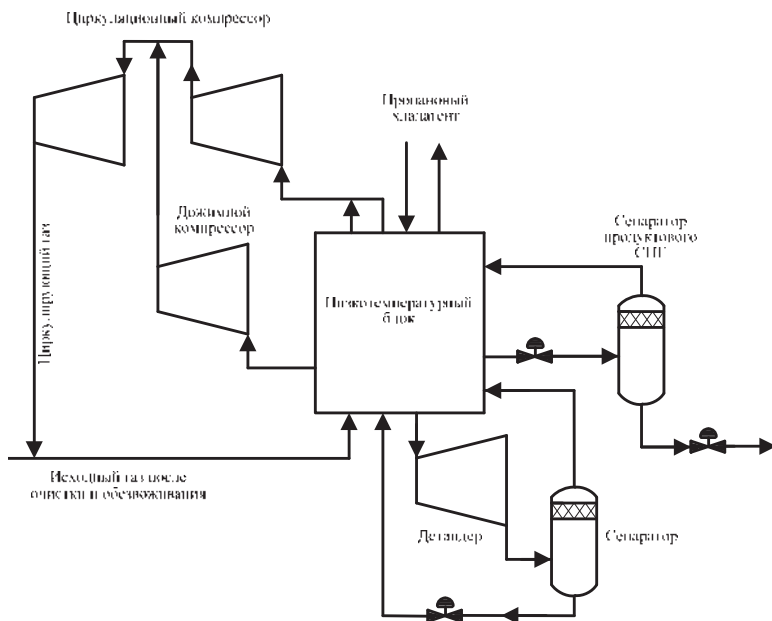


Рис. 5.15

Процесс фирмы «Costain Oil, Gas and Process Ltd» обеспечивает сжижение природного газа на установках разной мощности – от небольших (для снятия пиковых нагрузок) до средних (4000 т/сут; 1,4 млн т/год) с использованием цикла со смешанным хладагентом (рис. 5.16).

Цикл со смешанным хладагентом часто является самым экономичным при получении СПГ, так как он сочетает разумные капиталовложения с малым потреблением энергии.

Использование теплообменников с ребристыми пластинами позволяет спроектировать высокоэффективную установку. Для установки мощностью 1,4 млн т/год достижимы суммарные капиталовложения (включая стоимость монтажа) 300 долл. на 1 т/год. Для небольших установок (снимающих пиковые нагрузки) экономичными могут быть детандерные циклы с азотом или метаном. Детандерные циклы могут быть также предложены для установок на морских платформах.

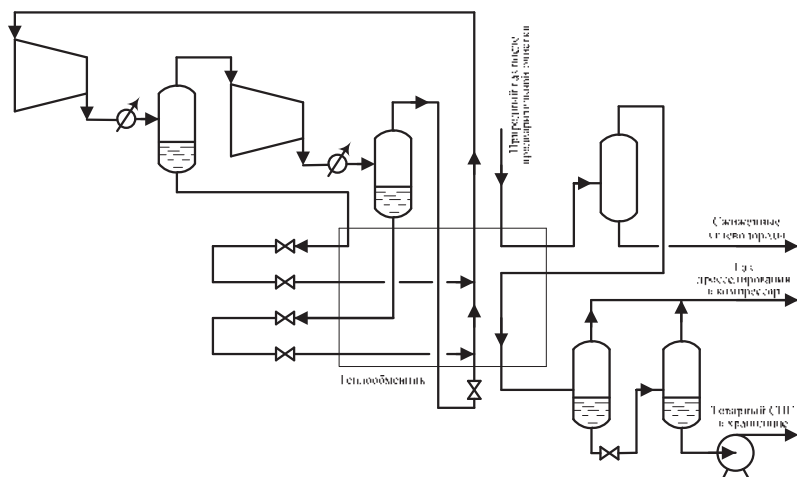


Рис. 5.16

Процесс AP-X фирмы «Air Products and Chemicals, Inc» (рис. 5.17) представляет собой гибрид пропанового холодильного цикла для предварительного охлаждения и сжижения природного газа и азотного холодильного цикла для переохлаждения СПГ.

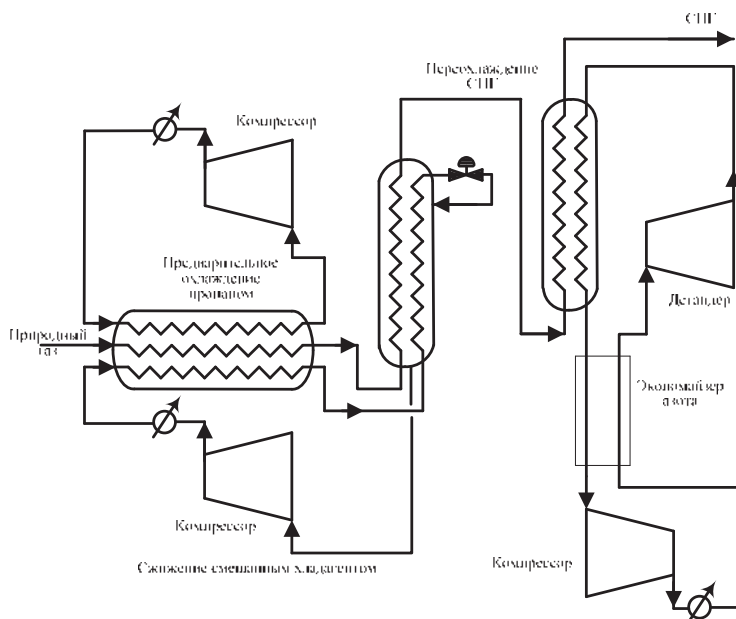


Рис. 5.17



Сочетание преимуществ обоих циклов позволяет достичь высокой эффективности процессов и низких производственных затрат.

Процесс AP-X удовлетворяет потребностям промышленности за счёт преимуществ, связанных с крупным масштабом производства, которые можно получить на больших установках в одну технологическую линию. Стоимость выработки СПГ на установке значительно снижается благодаря преимуществам процесса AP-X. В настоящее время строится шесть технологических линий, каждая мощностью около 7,8 млн т/год СПГ.

Детандерные холодильные циклы нашли применение в основном в установках покрытия «пиковых» нагрузок газопотребления. Особенно эффективны детандерные циклы, работающие по принципу использования перепада между давлением в газопроводе и давлением в газораспределительной сети.

Недостатком указанного варианта является малая доля сжижения, составляющая лишь 0,15...0,17 от количества перерабатываемого природного газа. В связи с этим такие установки имеют большие поверхности теплообменников.

Большой эффект снижения энергозатрат может быть получен, если в схеме предусмотреть повышение давления перерабатываемого газа до 7...8 МПа и предварительное охлаждение потока, направляемого в детандер, с помощью пароконденсационной холодильной установки. Ограничивающим фактором здесь служит температура начала конденсации детандерного потока. За рубежом разработаны и эксплуатируются в промышленных масштабах турбодетандеры на природном газе высокого давления (до 15 МПа), допускающие конденсацию 20 % весового количества потока непосредственно в машине. Энергозатраты на сжижение природного газа при использовании эффективных детандерных циклов находятся на таком же уровне, что и в современных каскадных установках. Однако для реализации таких детандерных схем необходима разработка отечественных детандерных агрегатов большой мощности (до 10 МВт), надёжно и эффективно работающих в области влажного пара, содержащего до 20...25 % жидкой фазы. Работы отечественных исследователей в этом направлении в настоящее время ведутся. При использовании процесса сжижения с двумя турбодетандерами (рис. 5.18) фирм «Randail Gas Technologies», «ABB Lummus Global Inc» можно получать сжиженный природный



газ (СПГ) на наземных или морских установках. Избыточное давление исходного газа должно превышать 5,5 МПа. В зависимости от состава газа потребность в электрической мощности составляет 11...16 кВт на 1 т/сут СПГ.

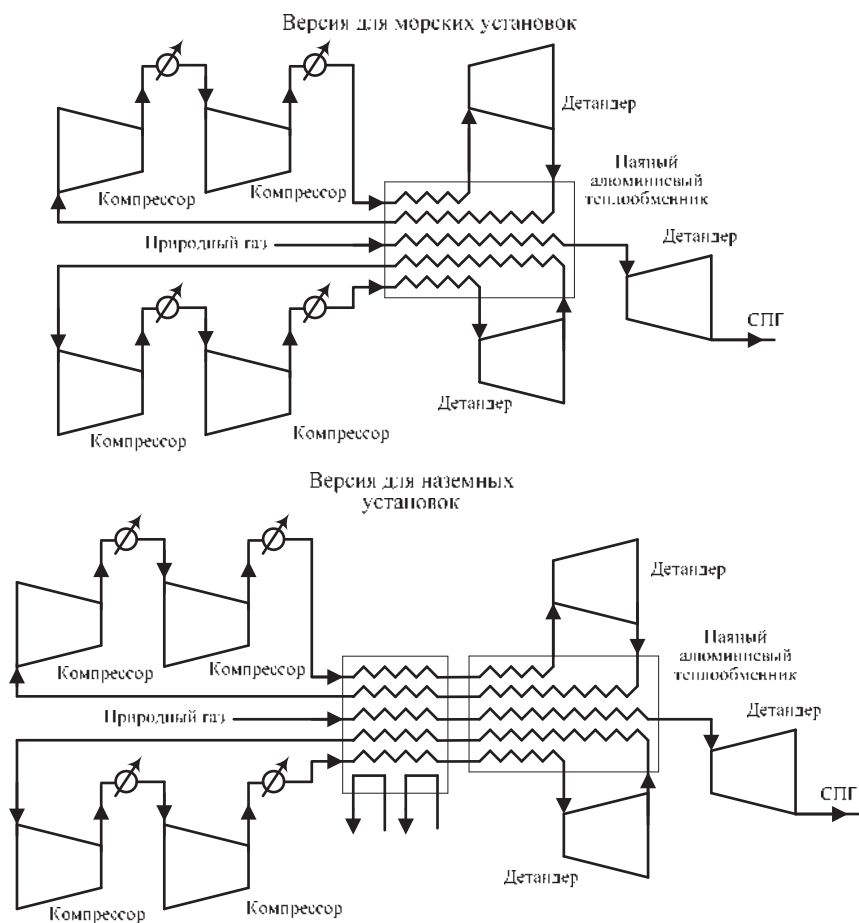


Рис. 5.18

Процесс сжижения природного газа с помощью азотного цикла (рис. 5.19) фирмы «Air Products and Chemicals, Inc» обеспечивает сжижение природного газа на установках средней производительности (от 5500 до 33 000 м³/ч) для удовлетворения пиковой потребности в системе распределения. В последние годы в России вновь развиваются работы в области СПГ.

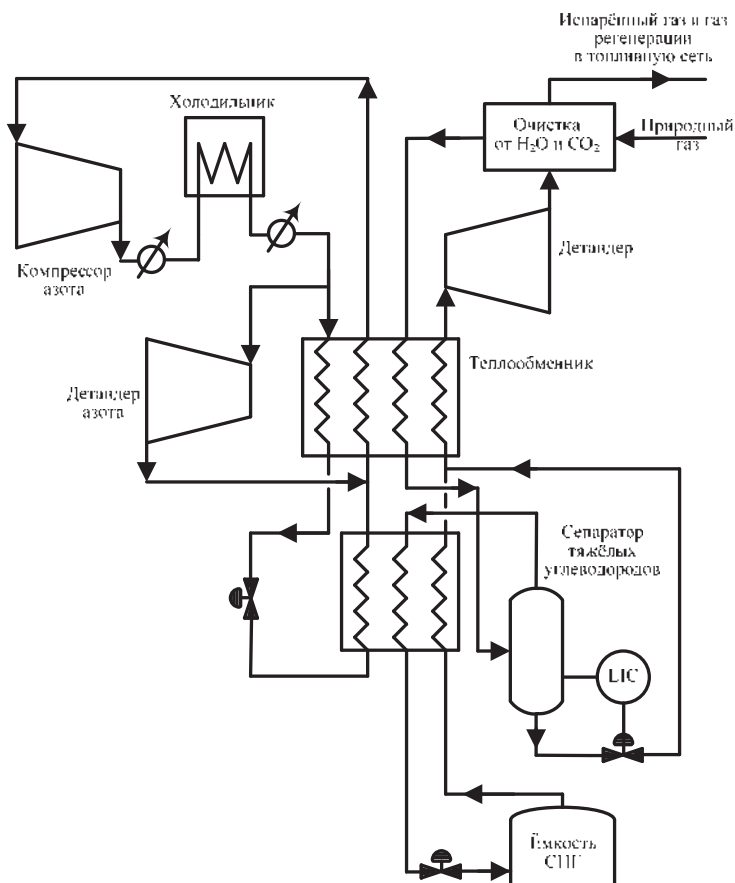


Рис. 5.19

Работы ведутся в ООО «Лентрансгаз», ООО «Уралтрансгаз», ООО «Самаратрансгаз» и многих других организациях. ООО «ВНИИГАЗ» был предложен вариант морской транспортировки газа в сжиженном виде с полуострова Ямал как альтернатива трубопроводному транспорту.

При разработке проекта транспортировки СПГ с полуострова Ямал были проведены исследования девяти различных технологических процессов получения СПГ с целью определения наиболее эффективной технологии.

Анализ показал, что определяющим критерием при выборе технологии служит энергоёмкость, так как основные капитальные вложения приходятся на компрессорные агрегаты. Наихудшими



показателями характеризуются детандерные процессы и простейшие процессы на смешанных хладагентах. Однако они отличаются простотой, компактностью и малым количеством оборудования. При выборе той или иной технологии необходимо учитывать наличие в них таких возможностей, как извлечение из перерабатываемого газа компонентов холодильного агента; в противном случае требуется доставка их с других предприятий, комплектация компрессорными агрегатами и теплообменными аппаратами необходимой производительности, простота эксплуатации и др. В результате проведенных исследований были сделаны следующие выводы:

- практически все рассмотренные технологии (за исключением детандерных и Prico) характеризуются примерно одинаковым энергопотреблением;
- во всех технологиях для производства 3...5 млн т/год СПГ для привода компрессоров могут быть применены существующие газовые турбины и разработанные конструкции теплообменных агрегатов;
- для холодного климата бóльший эффект достигается в технологиях на смешанном холодильном агенте с предварительным пропановым охлаждением, Liquefin и с двумя смешанными холодильными агентами;
- указанные циклы наименее чувствительны к изменению составов смешанных хладагентов;
- минимальными капитальными вложениями характеризуются процессы Liquefin и на смешанном холодильном агенте с предварительным пропановым охлаждением.

Для природного газа производство СПГ непосредственно на месторождении должно обеспечить меньшие затраты на разработку, чем в случае транспортирования природного газа на далеко отстоящую, находящуюся на суше установку для его сжижения. В 1996 году компания «Shell» провела исследования по размещению установки по сжижению газа на плавучей барже. Концепция разработки газовых месторождений называется FLNG (Floating Liquid Natural Gas – «Плавучий сжиженный природный газ»). Технология FLNG создана на основе накопленного опыта эксплуатации установок СПГ на суше и морских плавучих судов по добыче, хранению и отгрузке продукции (FPSO), а также транспортирова-



ния СПГ. Компания «Shell» включилась в работы по проектированию и эксплуатации установок СПГ на суше более 40 лет назад. Концентрация внимания на альтернативных схемах сжижения природного газа привела к разработке компанией «Shell» процесса DMR (Dual Mixed Refrigerant – «Двухкомпонентный смешанный хладагент»).

Другое направление использования СПГ – удовлетворение пикового спроса в тех случаях, когда создаются его запасы на зиму. Самый новый сектор рынка СПГ – транспортное топливо. Установки сжижения природного газа для транспортных средств такие же, как и для снятия пиковых нагрузок, но ёмкости СПГ для транспорта гораздо меньше и газ из них отгружается в сжиженном виде чаще, чем в испарённом. На современных установках сжижения природного газа применяется холодильная система со смешанным хладагентом (рис. 5.20).

Установки СПГ для снятия пиковых нагрузок и получения топлива для транспортных средств сходны по схеме очистки и сжижения, но имеют различия в секциях хранения и отгрузки продукта.

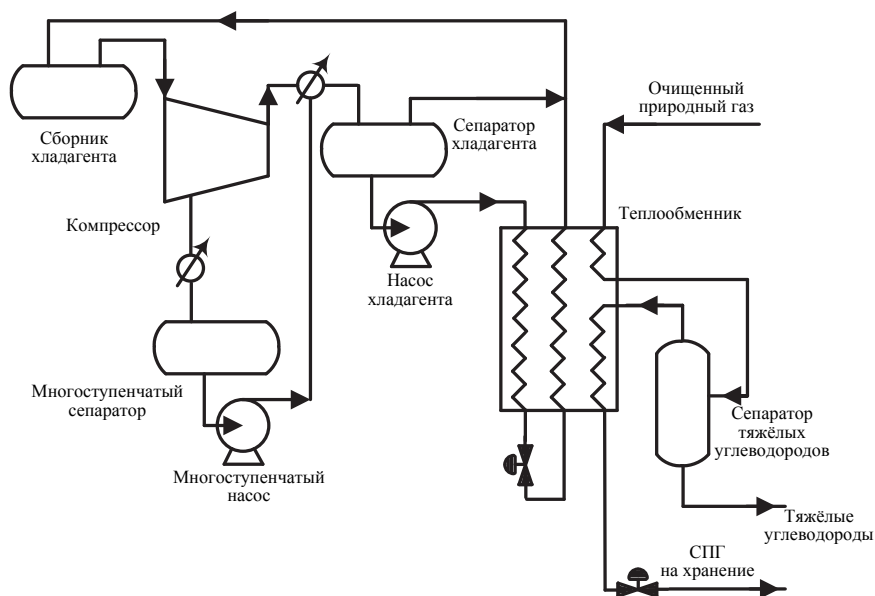


Рис. 5.20



На установках для снятия пиковых нагрузок СПГ хранится в низкотемпературных изотермических резервуарах при атмосферном давлении, а выдается насосом высокого давления через испаритель в газопровод.

5.3. ПОЛУЧЕНИЕ СЖИЖЕННЫХ ГАЗОВ ИЗ НЕФТИ

Процесс очистки «сырой» нефти начинается с фракционной дистилляции, технология которой на разных заводах может быть различной. В основном она заключается в первичном нагреве нефти в трубчатых печах с последующим термическим отделением топливной нефти и битумов от летучих, которые подвергаются дальнейшей фракционной разгонке.

Легчайший продукт первичной разгонки в головной фракционной колонке – неконденсированный этан. Сжиженные нефтяные газы остаются в легчайшей конденсированной фракции и мощными компрессорами перекачиваются в жидком состоянии для дальнейшей очистки. Распределение сжиженных нефтяных газов между колошниковым газом и первичным конденсатом зависит от давления и температуры, а также от содержания этих газов в исходной нефти. Сжиженные нефтяные газы, получающиеся в процессе дистилляции, насыщены углеводородными компонентами и сернистыми соединениями. Эти примеси удаляются в одну или несколько стадий «облагораживания».

Каталитический реформинг является самым простым процессом конверсии, который обеспечивает выход сжиженных нефтяных газов. Главная цель его – получение ароматических углеводородов или промежуточных химикатов, чаще всего бензиновой смеси. Сырьём для этого процесса служит первичный дистиллят, получаемый из фракционной колонки сырой нефти или специально покупаемый для этой цели.

Основа процесса – конвертирование углеводородов парафинового и нафтенового ряда, присутствующих в дистилляте, в ароматические углеводороды в ходе мгновенного протекающих реакций дегидрогенизации и образования колец. Сернистые соединения, которые могли бы «отравить» катализатор, удаляются на предшествующей стадии, где дистиллят и водородосодержащий рафиниро-



ванный газ проходят (иногда вместе с кислыми сжиженными нефтяными газами из первичной фракционной колонки) над кобальтовым или молибденоникелевым катализатором при температуре около $+410^{\circ}\text{C}$ и повышенном давлении. Эти газы удаляются вместе с другими лёгкими газами, получаемыми на стадии мгновенного испарения при понижении давления, до того как дистиллят поступит в реакторы, заполненные платиновым катализатором, который периодически регенерируется.

Сжиженные нефтяные газы, присутствующие в продуктах каталитического реформинга, отделяются от основного продукта посредством дебутанизации. Они могут содержать до 2 % (по объёму) образующихся в ходе побочных реакций крекинга ненасыщенных углеводородов, практически всегда полностью демеркаптанизованных. Полученные сжиженные нефтяные газы можно соединить с основным потоком этих газов как до демеркаптанизации «кислых» газов (т. е. газов, которые засорены серой или ее соединениями), так и после нее.

При каталитическом реформинге (без реактора термического крекинга) одной из главных технологических особенностей является так называемая «гидроочистка» при отгонке лёгких фракций, при которой двойной приток сжиженных нефтяных газов из дистилляционных и реформинговых установок соединяется для последующей сепарации на пропан и бутан в колонке-депропанизаторе.

Иногда бутан направляется в дополнительную фракционную колонку, называемую деизобутанизатором, где он расщепляется на изобутан и нормальный бутан, используемые как чистые химические полупродукты.

Каталитический крекинг применяют для сокращения промежуточных дистиллятов и увеличения выхода автомобильного бензина и ненасыщенных газов. Сырьём обычно служит тяжелый газойль и даже парафин, разлагающийся при высокой температуре в присутствии кремнезёмного-глинозёмного катализатора. Реакторы каталитического крекинга в основном работают по принципу «подвижного катализа», при котором сырьё и свежая порция катализатора непрерывно подаются в реакционную колонку, откуда одновременно выводится отработанная порция катализатора, направляемая в регенерационный резервуар. Чистый продукт из реакционной колонки разделяется в первичном сепараторе на легкие фракции,



промежуточные дистилляты и тяжёлые фракции. Верхние погоны (смесь жидких метана, этана и каталитического бензина) отбираются и сепарируются в абсорбционной колонке; в результате получается неконденсированный газ (метан, этилен и этан) и абсорбированная фракция, состоящая из сжиженного нефтяного газа и бензина. Насыщенный абсорбент («жирная» нефть) десорбируется от содержащихся в нём лёгких фракций, которые разделяются на бензиновую фракцию и сжиженный нефтяной газ.

Получаемый по описанной технологии сжиженный нефтяной газ обычно содержит меркаптан и другие сернистые соединения, которые необходимо удалять. После демеркаптанизации посредством щелочной отмывки остаётся сжиженный нефтяной газ как товарная продукция.

Демеркаптанизация – технологический процесс удаления сернистых соединений из нефтепродуктов, используемых для производства сжиженных нефтяных газов. Основная задача процесса – получение некорродирующих, нетоксичных газов, приемлемых для промышленного и бытового использования. Основными примесями, которые подлежат удалению, являются сероводород, метил- и этилмеркаптаны, в ряде случаев – элементарная сера.

В настоящее время независимо от вида сырья, из которого производится сжиженный нефтяной газ, для удаления примесей используют следующие технологические процессы:

- щелочная отмывка;
- «жирботол-процесс»;
- «мерокс-экстракция»;
- абсорбция на молекулярных ситах;
- осушка.

Щелочная отмывка. Раствор щёлочи (NaOH или KOH) реагирует с растворённым в сжиженном нефтяном газе сероводородом, который является слабой кислотой и практически полностью удаляется при одностадийной очистке. Следующая стадия – это экстракция меркаптанов; её эффективность зависит от концентрации применяемой щёлочи, соотношения щёлочи и сжиженного газа, рабочих температур и давления, молекулярной массы меркаптанов и т. п.

Для щелочной отмывки требуются две колонки, расположенные одна за другой: первая – для извлечения основной массы сероводорода, вторая – для извлечения меркаптанов. Обычно применяют



5...20 %-й раствор щёлочей. Отработанная щёлочь, как правило, не регенерируется. Её захоронение часто весьма затруднительно.

«Жирботол-процесс». Если в кислых сжиженных газах количество сероводорода относительно велико, то удобнее и экономичнее применять экстракцию моно- или диэтаноломином, которые регенерируются в специальном резервуаре в процессе паровой дисорбции при нагреве до $+95\text{ }^{\circ}\text{C}$ и возвращаются для повторного использования. Извлечение сероводорода осуществляется при температуре $40...60\text{ }^{\circ}\text{C}$ и давлении, соответствующем упругости паров. Этот метод позволяет отказаться от применения растворов щёлочей, эффективно удаляет двуокись углерода и элементарную серу, но недостаточно результативен, так как не позволяет освободиться от меркаптанов.

«Мерокс-экстракция». Данный метод – один из методов окисления меркаптанов воздухом с добавкой относительно небольшого количества щёлочи в присутствии внутрикомплексного соединения железа в качестве катализатора. Меркаптаны переводятся в дисульфиды – соединения, практически не имеющие запаха и некорродирующие. Небольшие количества дисульфатов могут оставаться в обработанных сжиженных газах, однако основная масса их с помощью щёлочи выводится в регенератор, где сернистые соединения при обработке горячим воздухом разлагаются, а щёлочь возвращается для повторного использования.

Абсорбция на молекулярных ситах. Молекулярные сита изготавливают из синтезированного металлизированного алюмосиликата, имеющего трёхмерную пористую структуру (размеры частиц $1...3\text{ мкм}$). Их выпускают в виде шариков диаметром $1,6...3,2\text{ мм}$. Установка состоит из двух колонок, в которых чередуются процессы абсорбции и регенерации слоя. Продолжительность цикла, как правило, следующая: рабочий ход при температуре $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 8 ч, регенерация с помощью десульфуризованного газа, газа с нефтеочистительного завода или азота, нагретых до $+260\text{ }^{\circ}\text{C}$, – 8 ч, охлаждение до температуры абсорбции – 8 ч. Кислые газы регенерации сжигаются на факелах.

Осушка. Осушке подвергаются сжиженные нефтяные газы, в которых по тем или иным причинам после демеркаптанизации осталась влага. Этот процесс проходят только те сжиженные газы, которые предназначены для использования в районах с холодным климатом (особенно это касается пропана).



Осушка с использованием хлорида кальция. Осушаемые сжиженные нефтяные газы направляют в одну из двух колонок, связанных между собой последовательно. Сначала растворённая вода извлекается в первой колонке (вторая колонка не работает). По мере выработки осушителя образуется тяжёлый рассол, содержащий до 25 % хлорида кальция. Процесс осушки переводится во вторую колонку. В это время первую колонку загружают свежей порцией 72 %-го хлорида кальция. Процесс реверсируется. Полученный рассол обычно выпаривается в течение 8-часового цикла.

Регенеративная осушка. Процесс осуществляется по схеме двух попеременно работающих колонок: осушка в течение 24 ч сначала в одной, а затем в другой колонке с регенерацией и охлаждением первой из них. Во время регенерации горячий чистый газ удаляет жидкие остатки и воду из отработанной колонки. Выводимая смесь охлаждается, при этом сжиженные нефтяные газы сепарируются и используются повторно. Другая схема – одна или несколько рабочих колонок со встроенными в них паровыми змеевиками, которые включаются в период регенерации, после чего жидкие остатки удаляются при снижении давления.

5.4. СПОСОБЫ ТРАНСПОРТИРОВКИ СЖИЖЕННЫХ УГЛЕВОДОРОДОВ

Транспортировка СУГ осуществляется теми же транспортными средствами, что и транспортировка нефти и нефтепродуктов, – автомобилями, железнодорожными цистернами, морскими и речными судами, самолётами и по трубопроводам.

При необходимости транспортировки сжиженных газов на расстояния, не превышающие 300 км, используется **автомобильный транспорт**: транспортные и раздаточные автоцистерны, скользящие ёмкости и автомобили, оборудованные под перевозку баллонов. Транспортные цистерны предназначены для перевозки сжиженных газов с заводов-поставщиков до газораздаточных станций либо с газораздаточных станций и кустовых баз крупным потребителям и групповым установкам со сливом их в резервуары. Раздаточные автоцистерны предназначены для доставки СУГ потребителю с разливкой газа в малые сосуды, автомобильные и обычные баллоны. Эти цистерны оборудованы комплектом устройств и приспособлений

для разлива сжиженного газа. Съёмные резервуары (транспортные цистерны) монтируются на прицепах или грузятся в обычные автомобили и используются, как и баллоны, в качестве стационарных потребительских ёмкостей, заменяемых после опорожнения на новые. Грузовые автомобили предназначены для перевозки баллонов от газораздаточной станции до каждого потребителя [1].

Наибольшая доля перевозок СУГ в нашей стране падает на **железнодорожный транспорт**, который становится менее затратным по сравнению с автомобильным при транспортировке на расстояния, большие 300 км. Перевозка осуществляется в специальных железнодорожных цистернах, оборудованных устройствами налива и слива сжиженного газа.

За рубежом преимущественное распространение при перевозке больших объёмов СУГ и СПГ и на дальние расстояния получила транспортировка **водным путём – специальными танкерами**. Причём газораздаточные станции находятся непосредственно в портах. В качестве примера на рис. 5.21 приведён вариант схемы транспортировки сжиженного газа с использованием танкеров.

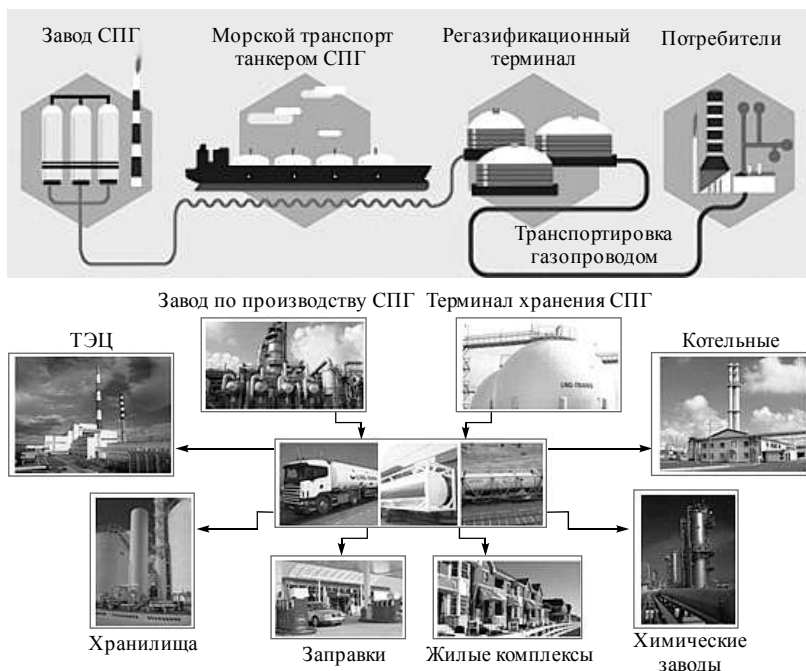


Рис. 5.21



Существует три типа судов для перевозки сжиженных углеводородов:

- танкеры с резервуарами под давлением до 1,6 МПа;
- танкеры с теплоизолированными резервуарами под пониженным давлением (полуизотермические). Сжиженный газ в них транспортируется при пониженном (до 0,3...0,6 МПа) давлении и температуре от -5°C до $+5^{\circ}\text{C}$;
- танкеры с теплоизолированными резервуарами под давлением, близким к атмосферному (изотермические), и при низкой температуре (-40°C для пропана и -161°C для природного газа).

Первая танкерная перевозка СПГ состоялась в 1958 году: на экспериментальном судне *Methane Pioneer* была осуществлена транспортировка сжиженного природного газа из Лейк-Чарльз в штате Луизиана (США) в Кэнвей-Айленд в Великобритании. Первый в мире нефтеналивной танкер «Зороастр» был построен в 1877 году. Однако, если крупнейший на сегодня нефтяной танкер класса ULCC (550 тыс. т) появился лишь спустя век (в 1970-е годы), то первый газовый гигант – танкер класса Q-max (263...266 тыс. м³) был спущен на воду через 50 лет после первого газовоза (в 2008 году). Получается, что танкерные перевозки газа в своём развитии опережают нефтяные в 2 раза. Кроме того, газовозы быстроходны, их скорость достигает 16...20 узлов по сравнению с 14 узлами для стандартного нефтяного танкера; операции по наливу и разгрузке СПГ не занимают много времени (в среднем 12...18 ч), по сравнению с несколькими днями для нефтяного танкера.

Рост количества танкеров, а следовательно, и увеличение поставок СПГ делают рынок газа глобальным, повторяя, а в чем-то даже и опережая развитие рынка нефти.

Снижение стоимости морских перевозок СПГ будет иметь следующие последствия:

- транспортировка СПГ на танкерах получит дополнительные преимущества перед трубопроводным газом: расстояние, на котором перевозка СПГ водным транспортом эффективнее трубопровода, сократится ещё на 30...40 % (с 2500...3000 км до 1500...2000 км), а для подводных трубопроводов – до 750...1000 км;
- увеличатся расстояния морских перевозок СПГ, логистические схемы станут более разнообразными. Это станет значитель-



ным шагом на пути к формированию единого глобального газового рынка вместо двух существующих сегодня локальных рынков СПГ – атлантического и тихоокеанского. Дополнительный импульс к этому дала модернизация Панамского канала, завершившаяся в 2016 году, а также Никарагуанского канала, строительство которого начато в 2015 году (как раз к началу экспорта СПГ из США).

Еще один важный тренд, о котором стоит сказать поподробнее, – это увеличение единичных дедевейтов газовозов, позволяющее заметно снизить расходы на транспортировку СПГ. До недавнего времени максимальный дедевейт СПГ-танкеров класса Conventional не превышал 140...154 тыс. м³, что эквивалентно грузоподъёмности порядка 60 тыс. т СПГ. В 2007 году появились первые танкеры класса Q-flex (210...216 тыс. м³), а спустя год – уже упомянутого выше максимального класса Q-max. Вместимость этих танкеров на 80 % больше, чем у танкеров класса Conventional. На сегодняшний день мировой танкерный флот СПГ насчитывает 40 кораблей класса Q-flex и 14 – класса Q-max (примерно 15 % всего флота). Появление танкеров такого класса изменило сложившиеся представления об эффективности морских перевозок.

По информации заказчика большинства этих судов Qatar Gas Transport Company, увеличение единичной грузоподъёмности танкеров, а также ряд технических усовершенствований позволят сократить затраты на транспортировку СПГ на 40 %. Стоимость постройки судов, в расчёте на единицу грузоподъёмности, на 25 % ниже. При этом на таких судах ещё не реализован весь набор перспективных технических решений, в частности увеличенная осадка и улучшенная теплоизоляция танков.

В тех случаях, когда затруднена или невозможна доставка сжиженных газов перечисленными выше видами транспорта, например, в отдалённые районы страны, в Арктику и Антарктику, приходится использовать **авиационную технику** – самолёты и вертолёты. Себестоимость перевозок авиатранспортом является самой высокой, и снизить её можно только путём использования большегрузных самолётов и вертолётов.



5.5. СООРУЖЕНИЯ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ СЖИЖЕННЫХ УГЛЕВОДОРОДОВ

Развитие нефтяной и газовой промышленности и увеличение производства сжиженных газов, а также увеличение объёма их потребления в народном хозяйстве вызывают необходимость сооружения большого парка хранилищ, значительных по объёму. В условиях Средней полосы России объём хранилищ для регулировки сезонной неравномерности должен обеспечивать 75...80-дневный запас.

В настоящее время сжиженные газы хранят под избыточным давлением или при атмосферном (точнее, близком к нему). К первому случаю относится хранение газа:

- в стационарных наземных, подземных, передвижных резервуарах и в баллонах;
- в искусственно создаваемых пустотах под землей (подземное хранение);
- в изотермических наземных хранилищах;
- в замороженном грунте (льдогрунтовые);
- в виде твёрдых брикетов (отвердевшие сжиженные газы).

Стационарные резервуары, работающие под давлением, оборудованы устройствами для налива и слива жидкой фазы, отсоса и подачи паровой фазы, измерения уровня и давления, предохранительными приспособлениями от чрезмерного повышения давления (предохранительные клапаны) и от быстрой утечки сжиженного газа при разрыве трубопроводов (скоростные клапаны). Эти резервуары можно устанавливать на земле на фундаментах или закапывать в землю (рис. 5.22 и 5.23).

Наземные резервуары, применяемые для хранения пропана, бутана и их смесей, рассчитываются на рабочее давление, соответствующее упругости паров сжиженного газа при максимальной температуре воздуха в летнее время, но не ниже 50 °С. Подземные резервуары рассчитываются на рабочее давление, соответствующее упругости паров сжиженного газа при максимальной температуре грунта в летнее время, но не ниже 25 °С.

Цилиндрические горизонтальные резервуары изготавливают объёмом 10, 12, 25, 50, 100, 160, 175 и 200 м³. Конструкция, схема установки и обвязки резервуаров объёмом 50 и 25 м³ для всех вариантов размещения показаны на рис. 5.22 и 5.23.



наземные хранилища сжиженного газа



подземные хранилища сжиженного газа



наземные обсыпные



изотермические наземные

Рис. 5.22

The drawing consists of two views of a mechanical device. The left view is a side elevation showing a horizontal assembly. It features a main horizontal bar with various components labeled 1 through 15. Dimensions are indicated: 11300 (length), 1700 (width), and 200 (height). The right view is a front elevation showing a circular component labeled 16, with other parts labeled 3, 7, and 15.

6

Шаровые резервуары применяются в основном для хранения бугана. Они требуют меньшего расхода металла на единицу объёма. Например, шаровой резервуар объёмом 600 м³ имеет массу 70 т при толщине стенки 22 мм и диаметре 10,5 м; рабочее давление 0,6 МПа.

425



У подземных резервуаров отключающие устройства, а также предохранительные клапаны и контрольно-измерительные приборы (КИП) должны находиться выше уровня земли.

Внутренний диаметр штуцеров для манометров, для отбора проб газа и уровнемерных трубок должен быть оптимальным, но не более 3 мм. Такое отверстие распыляет струю жидкости и в случае поломки манометра или вентиля даёт возможность быстро ликвидировать неисправность, не подвергая себя опасности.

Наземные резервуары для защиты от действия солнечных лучей окрашиваются светлой краской, оборудуются теньевыми кожухами или располагаются под навесами из несгораемых материалов. В этих случаях температура внутри резервуара не поднимается выше температуры наружного воздуха. За состоянием окраски необходимо особенно следить в промышленных городах, где она темнеет быстро. Температура внутри такого резервуара даже у 60-й параллели может быть 60 °С. Подземные резервуары должны быть покрыты противокоррозионной изоляцией и засыпаны песчаным грунтом.

Каждая ёмкость оборудуется люками. Люк-лаз должен иметь диаметр не менее 0,45 м, а люк для вентиляции – 0,2 м. От люк-лаза внутрь горизонтального резервуара должна вести стремянка, гарантирующая безопасность спуска по ней человека во время внутреннего осмотра ёмкости. Штуцер для спуска воды должен оборудоваться незамерзающим клапаном. Резервуары базы хранения обеспечиваются следующими КИП и арматурой: указателями уровня жидкой фазы, указателями давления паровой фазы, предохранительными клапанами, термометрами для замера температуры жидкой фазы, люками для попадания обслуживающего персонала внутрь резервуара при ремонте и осмотре и для вентиляции, устройствами для продувки резервуара паром или инертным газом и удаления из него воды и тяжёлых остатков, устройством для отбора проб жидкой и паровой фазы. Кроме того, на дополнительно-расходном трубопроводе резервуара устанавливается скоростной клапан, автоматически отключающий трубопровод при его разрыве или другой аварии на нём, приводящей к выбросу из резервуара большого количества сжиженного газа.

Если к резервуару подводится отдельный дополнительный трубопровод, то на нём устанавливается обратный клапан, предотвращающий возможность обратного тока жидкой фазы. Каждый



резервуар оборудуется не менее чем двумя пружинными предохранительными клапанами (рабочим и контрольным), снабжёнными рычагами для контрольной продувки.

Передвижные резервуары и баллоны доставляются потребителям в большинстве случаев уже наполненными, поэтому они в основном не имеют устройств для измерения уровня.

Значительный практический интерес представляет получивший распространение за рубежом метод хранения сжиженных газов в подземных естественных пустотах (в освобождаемых объёмах соляных пластов, шахтах и др.). Процесс вымывания пласта достаточно прост. Вода насосом подаётся через эксплуатационную колонну в пласт соли, полученный рассол направляется в специальный отстойник, а сжиженный газ закачивается в образовавшуюся полость хранилища (рис. 5.24, где *а* – вымывание камеры; *б* – схема хранилища; I, II, III – положения водопроводной колонны; 1 – обсадная труба; 2 – водопроводная труба; 3 – рассолопровод; 4 – рассолохранилище; 5 – насосные; 6 – камера; 7 – минимальный уровень рассола).

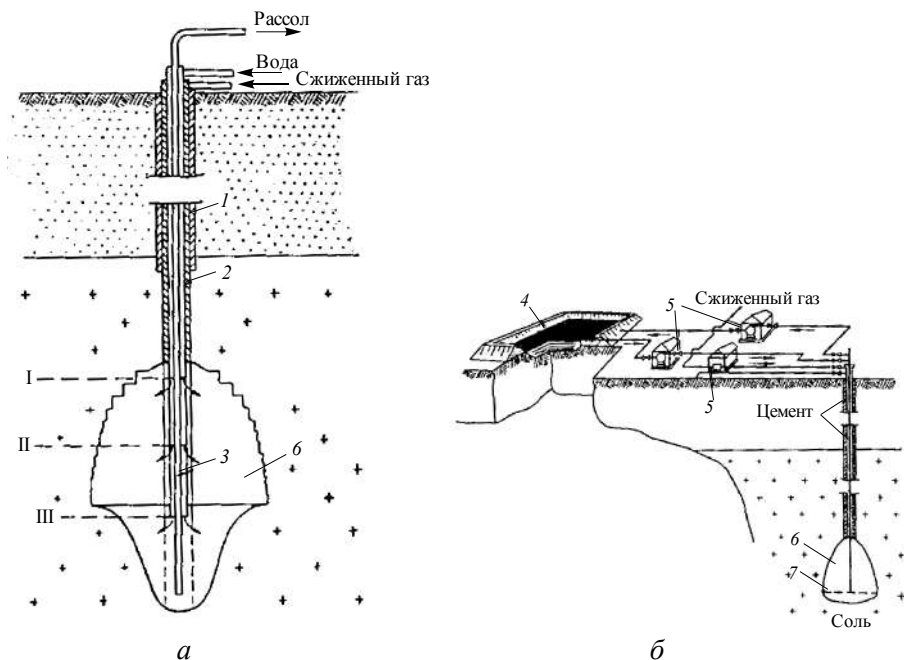


Рис. 5.24



Хранилища в горных породах целесообразно сооружать при газобензиновых и нефтеперерабатывающих заводах, на химических предприятиях, использующих газ в качестве сырья, в городах и сельских местностях для накопления и обеспечения равномерного расхода газа в различные периоды года.

При сопоставлении капитальных вложений и затрат труда и металла на сооружение хранилищ для сжиженных газов выявляется экономическая эффективность хранения газа в подземных выработках, так как современному методу хранения сжиженных газов в металлических резервуарах свойствен целый ряд недостатков, основные из которых – потребность в большом количестве металла, большие капиталовложения при строительстве, а также значительные эксплуатационные расходы.

В подземных хранилищах сжиженные газы хранятся под большим давлением и практически без потерь, поскольку давление не зависит от атмосферных воздействий; качественные изменения состава газа практически не имеют места; отсутствие коррозии увеличивает время службы хранилища на очень длительный срок; экономится место на поверхности земли; отсутствует опасность пожаров и взрывов.

Кроме того, как показал опыт, сейсмические колебания наносят больший ущерб наземным сооружениям, чем подземным; следовательно, и в этом отношении подземные хранилища находятся в более благоприятных условиях, чем наземные резервуары в сейсмических районах,

В России имеются большие возможности для организации подземного хранения сжиженного газа путём сооружения хранилищ в отложениях каменной соли, которая широко распространена на территории нашей страны. Некоторые месторождения занимают огромную площадь, и глубины их залегания достигают километра. Многие месторождения совпадают с районами, где имеется хозяйственная необходимость в крупных хранилищах сжиженного газа. Многообещающие перспективы хранения сжиженных газов в различных природных выработках в нашей стране привлекли к себе внимание специальных проектных и исследовательских институтов, которыми был выполнен ряд проектов подземного хранения сжиженных газов в различных районах России.



Хранение сжиженных газов в наземных изотермических резервуарах при низких температурах (-43°C) и атмосферном давлении или близком к нему даёт возможность сэкономить металл, уменьшить разрывы между хранилищами и зданиями, т. е. удешевить строительные работы, снизить взрывоопасность (понижение давления снижает вероятность утечек).

Хранилища представляют собой тонкостенные резервуары большого объёма цилиндрической формы со сводчатой или конусной крышей (рис. 5.25: 1 – тонкостенный стальной резервуар; 2 – теплообменник; 3 – компрессор; 4 – конденсатор; 5 – теплообменник слива-наполнения; 6 – бак диэтиленгликоля).

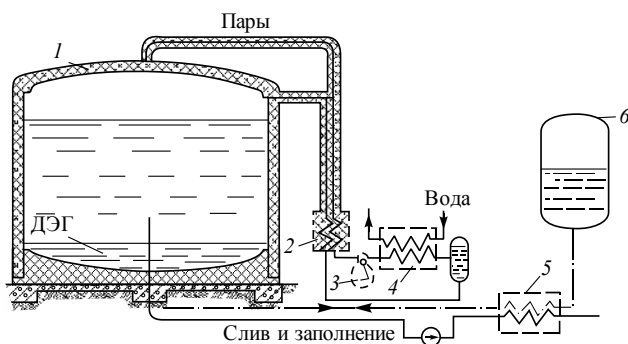


Рис. 5.25

Наружную поверхность резервуара изолируют минеральным войлоком, стекловолокном, перлитом или вспененными полимерными материалами. Стальные хранилища могут быть как в наземном, так и в заглублённом исполнении. Поддерживать низкую температуру можно путём испарения части сжиженного газа и сброса паров в газовые сети города (предприятия) или специальной холодильной установкой. Поступление тепла через стенку резервуара незначительно (ввиду хорошей изоляции) и вызывает испарение $0,5 \dots 0,3$ % объёма хранящейся жидкости в сутки.

Изучение зарубежного опыта и отечественные исследования позволяют выделить три основных типа технологических схем изотермических хранилищ:

- с комплексной холодильной установкой;
- с буферными ёмкостями;
- с промежуточным хладоносителем.



Идея изотермического хранения при низких температурах и давлениях при помощи циркуляционных холодильных циклов остаётся неизменной, а различие технологии заполнения заключается только в методе залива «горячих» сжиженных газов в изотермический резервуар.

Проведённые исследования в области пожаро- и взрывоопасности изотермических хранилищ показали, что низкие температуры жидкой фазы оказывают тормозящее действие на процесс горения. Опытами было установлено, что интенсивность горения воспламенённых пропан-бутановых газов составляет не более 25 % интенсивности горения бензина при нормальной температуре. Хранить сжиженный газ можно и в замороженном грунте при давлении до 250 мм вод. ст. Хранилище представляет собой котлован, вырытый в земле и покрытый герметичной изолированной изнутри алюминиевой крышей (рис. 5.26). На этом рисунке: 1 – морозильные трубы; 2 – песчаная подсыпка; 3 – уровень жидкой фазы; 4 – трубопровод для закачки газа; 5 – дыхательная труба; 6 – струйные насадки; 7 – трубопровод для отбора жидкой фазы; 8 – крыша резервуара; 9 – пояс из нержавеющей стали; 10 – теплоизоляция; 11 – льдогрунтовая оболочка; 12 – изоляция. Температура жидкой фазы в хранилище составляет для пропана около -42°C .

Перед рытьём котлована грунт вокруг него замораживается при помощи нагнетаемого в землю сжиженного пропана через специальную круговую систему труб. После того как граница замороженного грунта достигнет диаметра будущего хранилища, начинают рыть котлован. Подачу сжиженного газа прекращают после замораживания грунта по всей глубине будущего котлована. Во время замораживания необходимо провести теплоизоляцию поверхности земли в районе укладки труб.

Хранилище имеет два трубопровода для закачки и отбора сжиженного газа и трубу, снабжённую дыхательными клапанами. Заполняется хранилище до уровня 0,6 м от верха котлована. Первичное заполнение производят медленно, чтобы предотвратить возможность резкого термического воздействия на стенки котлована и образования трещин при разбрызгивании жидкости. Большинство грунтов в замороженном состоянии пригодно для сооружения подземных хранилищ сжиженного газа. Если грунт очень сухой, может потребоваться предварительная пропитка его водой перед замора-



живанием. Вспучивание почвы, наблюдающееся в основном до начала замораживания грунта в непосредственной близости от котлована, приводит к повышению уровня поверхности на 15 см.

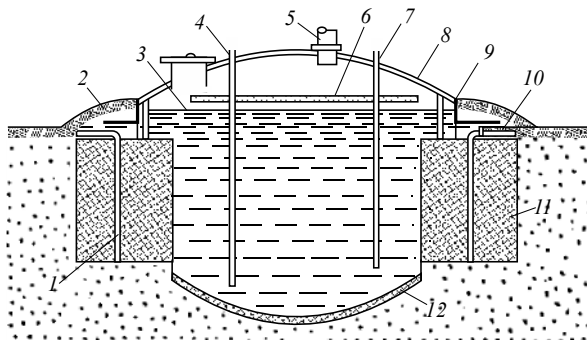


Рис. 5.26

Хранение сжиженных газов в подземном котловане с замороженным грунтом дешевле по сравнению с обычными методами хранения газа в наземных изолированных резервуарах, подземных ёмкостях, сооружённых в граните, песчанике и известняке, или в ёмкостях, размытых водой или соляными растворами. Потери сжиженного газа через грунт отсутствуют. Потери от испарения за счёт тепла, поступающего через грунт, постепенно уменьшаются до 0,5 % в сутки от объёма всего хранилища. Эти потери не выше, чем в наземном изотермическом резервуаре такого же объёма. Испарившийся из хранилища газ можно использовать в качестве топлива или вернуть в хранилище с помощью холодильной установки.

Значительный практический интерес представляет хранение сжиженных газов в виде твёрдых брикетов. Брикетированные (отверделые) газы представляют собой ячеистую высококонцентрированную эмульсию, в которой одна из жидкостей является сжиженным газом, а другая – полимером. Полимеризуясь, эта жидкость создаёт ячейки твёрдого вещества, которые напоминают пчелиные соты. Сжиженный газ закупоривается в этих ячейках. Вся масса принимает свойства твёрдого тела. Внешне она представляет собой брикеты белого или жёлтого цвета в виде цилиндров. Плотность их близка к плотности исходного сжиженного газа. Содержание сжиженного газа (в виде жидкости) в брикете составляет около 95 %, остальное – вещества, образующие структуру брикета, в том числе



и вода. Размеры ячеек в брикете соответствуют размерам капель в эмульсии при изготовлении и колеблются для разных эмульсий в широких пределах – от 0,5 до 5 мкм. Для предохранения брикета от внешних повреждений и уменьшения потери горючего за счёт испарения на его поверхность наносят слой раствора поливинилового спирта. После высыхания на брикете образуется прочная плёнка, в таком виде он хорошо сохраняется длительное время. Брикетные массы 800, 400 и 200 г упаковываются в коробки из плотной бумаги или картона и поступают к потребителю. Наиболее рациональным видом упаковки оказалась крафт-бумага в сочетании с лёгкими деревянными решётками.

Проводились опыты хранения отверделых нефтепродуктов в полевых и складских условиях в течение нескольких лет при различных температурах и атмосферных условиях окружающей среды. Хранение в насыпных ямах на глубине 1,1 м показало, что брикеты не изменяются в течение многих лет. Неупакованные брикеты выдерживались в морских и речных водоёмах в течение четырёх лет, что оказалось допустимым. Хранение сжиженных газов в отвердевшем состоянии не требует расходов металла и дорогостоящих хранилищ.

За рубежом в последнее время большое распространение получил метод отвердевания углеводородов капсулированием, при котором получают шарики с прозрачной оболочкой, имеющие диаметр около 5 мм. Оболочка капсул, наполненных углеводородами, изготавливается из полиэтилена, желатина или альгината. Из капсул сжиженные газы легко извлекаются при раздавливании их прессом и центрифугой. Оболочка составляет всего 2 % от массы капсулы.

5.6. ГАЗОРАЗДАТОЧНЫЕ СТАНЦИИ

Газораздаточная станция, являющаяся комплексом СПГ, сооружается в соответствии с требованиями СН, СНиП, ПУЭ, ГОСТ и других нормативных документов и представляет собой базу снабжения сжиженными углеводородными газами, в которой производится приём, хранение и поставка потребителям сжиженного газа, поступающего железнодорожным, водным или автотранспортом, а также по газопроводам с предприятий, где производят эти газы. Геометрический объём резервуаров для хранения газа на станции



может быть не более 8000 м³. Практически у большинства станций запас газа не превышает 300...600 т, а производительность составляет 6, 12 и 24 тыс. т/год. Газораздаточные станции, имеющие ёмкость резервуарного парка большего объёма (до нескольких тысяч тонн) и производительность 25, 50 и 100 тыс. т/год, называют кустовыми базами.

На газораздаточных станциях и кустовых базах выполняются следующие работы;

- приём сжиженного газа от поставщика;
- слив сжиженного газа в свои хранилища;
- хранение сжиженных газов в надземных, подземных или изотермических резервуарах, в баллонах и подземных пустотах (оляных и др.);
- слив неиспарившихся остатков и сжиженных газов из баллонов, имеющих какие-либо неисправности;
- розлив сжиженных газов в баллоны, передвижные резервуары, автоцистерны, бочки;
- приём пустых и выдача наполненных баллонов;
- транспортировка сжиженного газа по внутренней сети трубопроводов и в баллонах;
- ремонт баллонов и их переосвидетельствование;
- технологическое обслуживание и ремонт оборудования на станции.

В ряде случаев на газораздаточной станции производится:

- заправка автомобилей, работающих на сжиженном газе, из автозаправочной колонки;
- регазификация (испарение) сжиженных газов;
- смешение паров сжиженных газов с воздухом или низкокалорийными газами;
- выдача паров сжиженных газов, газоздушных и газовых смесей в городские системы распределения газа.

В состав комплекса СПГ входят следующие основные технологические объекты:

- технологические блоки (очистки, осушки, сжижения, ректификации) установки по производству СПГ;
- компрессорный цех;
- изотермическое хранилище;



- установка регазификации (для пиковых устройств, выдающих природный газ в систему газоснабжения);
- насосная станция СПГ и средства для налива и отгрузки сжиженного газа, используемого в качестве моторного топлива.

Комплексы СПГ располагают вне селитебной черты населённых пунктов, с подветренной стороны для ветров преобладающего направления по отношению к жилым районам. Территорию комплексов СПГ разделяют на зоны. Наименование зон и примерный состав зданий и сооружений, размещаемых в зонах, приведены в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Наименование зоны	Здания и сооружения, размещаемые в пределах зоны
1. Производственная	Блоки очистки и осушки газа, блок сжижения природного газа, блок ректификации, блок регазификации СПГ, компрессорный цех, насосная СПГ, расходные ёмкости хладагента, газоанализаторная, операторная и другие производственные здания и сооружения, связанные с основным технологическим процессом
2. Хранение СПГ	Изотермические резервуары СПГ (подземные или надземные) и вспомогательное оборудование, обеспечивающее безопасную эксплуатацию резервуаров
3. Выдача СПГ потребителям	Площадки налива СПГ в автоцистерны
4. Факельное хозяйство	Ствол факела, устройство для зажигания факела, сепараторы, дренажные ёмкости, насосы для откачки конденсата и т. д.
5. Подсобно-производственная	Здания и сооружения подсобно-производственного назначения (азотно-воздушная станция, котельная, лаборатория, насосная станция оборотного водоснабжения, насосная противопожарного водоснабжения, очистные сооружения, ремонтно-механические мастерские)



Окончание табл. 5.3

Наименование зоны	Здания и сооружения, размещаемые в пределах зоны
6. Складская	Склады: сжиженных углеводородных газов (СУГ), реагентов, ГСМ, материалов и оборудования и т. д.
7. Административно-хозяйственная	Здание административно-бытовое, столовая, пожарное депо, узел связи и т. д.
8. Зона ввода ЛЭП	Вводная понизительная трансформаторная подстанция (на отдельной площадке)

Вариант исполнения газораздаточной станции (кустовой базы) в плане представляет площадку, разделённую на две зоны: рабочую и вспомогательную (рис. 5.27). В производственной зоне размещается следующее.

I – железнодорожный двухпутный тупик со сливными устройствами (при получении сжиженного газа железнодорожным путём); ввод трубопровода с отключающими устройствами, расходомерами, фильтрами и пр. (при поступлении сжиженного газа по трубопроводу); причал со сливными устройствами (при получении сжиженного газа морским или речным путём).

II – база хранения сжиженных газов, состоящая из наземных или подземных резервуаров, работающих под давлением, – изотермических хранилищ или подземных хранилищ в пустотах.

III – насосно-компрессорное отделение или другие установки, служащие для перемещения сжиженных газов.

IV – блок производственных помещений (сливное и наполнительные отделения; может также входить отделение по регазификации и смешению сжиженного газа с воздухом).

V – склад суточного запаса пустых и заправленных баллонов и т. п.

VI – колонки наполнения автоцистерн.

Вне производственной зоны находятся следующие помещения.

VII – гараж с открытой стоянкой автомобилей.

VIII – склад горючих и смазочных материалов.

IX – колонки для заправки автомобилей сжиженным газом.

X – блок вспомогательных помещений с мастерскими по ремонту оборудования, баллонов и их освидетельствованию.



XI – напорная башня и резервуар для противопожарного запаса воды; другие сооружения водоснабжения и канализации на схеме не указаны.

Кроме того, здесь располагаются: 1 – железобетонная эстакада; 2 – хлораторная; 3 – железобетонная эстакада для мойки автомашин; 4 – резервуар для слива тяжёлых остатков; 5 – маневровая лебёдка.

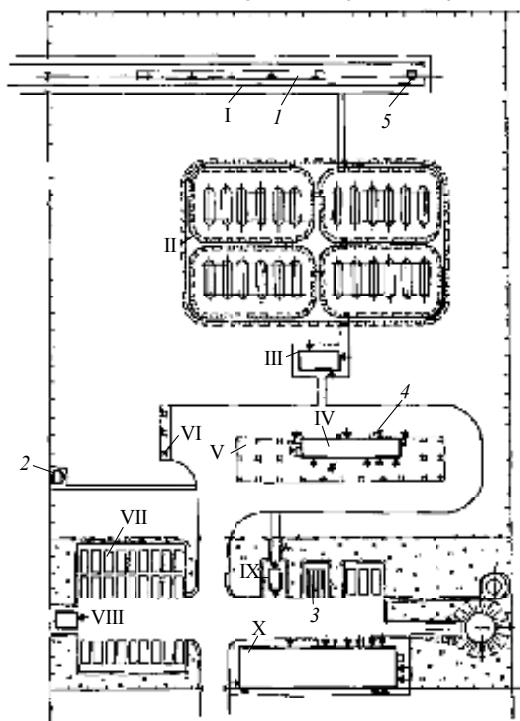


Рис. 5.27

По периметру участок станции ограждается несплошным железобетонным забором высотой 2,4 м, а производственная зона от вспомогательной – лёгкой оградой высотой 1,2 м. Допускается устройство изгороди из насаждений кустарника. Подъезды и подходы к сооружениям асфальтируются, а остальные участки озеленяются.

Размещение газораздаточных станций в местах горных выработок и карстовых проявлений не допускается. Вне территории станции по периметру ограждения должна быть оставлена свободная



полоса шириной не менее 10 м. За пределами этой полосы в охранной зоне, величина которой устанавливается в зависимости от вида и объёма хранилищ, допускается разведение огородов и садов, посадка деревьев лиственных пород, а также размещение открытых (без навесов) складов негорюемых материалов. При строительстве необходимо соблюдать разрывы (охранную зону) от границ территории газораздаточной станции до зданий и сооружений, не относящихся к ней.

В дальнейшем при эксплуатации за этим также необходимо следить. Часто охранную зону начинают застраивать и газораздаточная станция оказывается в положении, из которого один выход: закрывать станцию и переводить её на новое место.

Газораздаточная станция должна соединяться с основными путями перевозки баллонов дорогами I и II класса.

Наибольшее распространение получили газораздаточные станции, имеющие насосно-компрессорную схему перемещения сжиженных газов. На рис. 5.28 показан вариант технологической схемы станции с подземной установкой резервуаров хранилища и насосно-компрессорной схемой перемещения сжиженных газов. Все сооружения объединены жидкостными коллекторами и трубопроводами для паровой фазы и образуют единую систему. Такая связь не только создаёт единую транспортную систему паровой или жидкой фазы, но и даёт возможность использовать все трубопроводы в качестве как всасывающих, так и напорных. Это позволяет забирать пары и жидкость из любого резервуара или секции хранилища и подавать в другие резервуары, железнодорожные и автомобильные цистерны, на наполнение и слив баллонов и т. д.

Насосы используются в основном для наполнения баллонов, реже – автоцистерн и газобаллонных автомобилей. Компрессоры используются для основных перемещений сжиженных газов на станции, т. е. слива железнодорожных цистерн, наполнения автоцистерн, отсоса паров из цистерн, перемещения сжиженных газов в хранилище из одного резервуара в другой, удаления неиспарившихся остатков из баллонов, сливаемых резервуаров.

Данная газораздаточная станция рассчитана на отпуск потребителям 3000 т/год газа. Станция может осуществлять заправку газобаллонных автомобилей. База хранения запроектирована на 10-суточный запас. К установке приняты резервуары емкостью 50 м³.



Технологическая схема станции показана на рис. 5.28, где I – газопровод сжиженного газа; II – газопровод паровой фазы; III – прочие трубопроводы; IV – заглушка на трубопроводе; V – кран, вентиль; VI – трехходовой кран; VII – обратный клапан; VIII – предохранительный клапан; IX – сброс в атмосферу; X – манометр технический или электроконтактный с трехходовым краном; XI – пневмопривод весовой установки; XII – роликовая дорожка; XIII – напольный пластинчатый конвейер; 1 – сливная эстакада; 2 – база хранения; 3 – электропривод; 4 – всасывающий коллектор; 5 – напорный коллектор; 6 – резервуар неиспарившихся остатков; 7 – сбросный клапан; 8 – испаритель; 9 – подвод теплоносителя (водяной пар); 10 – отвод конденсата; 11 – насосы; 12 – сливная линия; 13 – отделение мойки, освидетельствования и окраски баллонов; 14 – котельная; 15 – участок разбраковки баллонов; 16 – склад-навес для порожних баллонов; 17 – склад-навес для наполненных баллонов; 18 – напольный загрузочный и разгрузочный транспортеры; 19 – участок контроля баллонов; 20 – участок наполнения мелких баллонов; 21 – компрессоры; 22 – всасывающий коллектор; 23 – маслоотделитель; 24 – напорный коллектор; 25 – конденсато-сборник; 26 – колонки для наполнения автоцистерн.

Для снабжения котельной газовым топливом предусмотрена испарительная установка 8 (рис. 5.28). Она состоит из расходного подземного резервуара и вертикального трубчатого испарителя.

Для наполнения баллонов от 12 до 80 л в наполнительном отделении предусмотрены автоматические установки с весами типа ВМ-150. Для наполнения мелких баллонов ёмкостью от 0,7 до 5 л приняты приспособления с настольными циферблатными весами. Транспортировка порожних и наполненных баллонов осуществляется при помощи конвейеров.

На рис. 5.29 показана технологическая схема наполнительного отделения типовой кустовой базы сжиженных газов ёмкостью 500 т. В нём предусматривается автоматическое наполнение баллонов ёмкостью 27 л на карусельном агрегате. Наполнение баллонов ёмкостью 50 и 80 л производится на весах типа ВМ-150, оборудованных автоматическим отсекателем наполнения; наполнение малых баллонов – на настольных циферблатных весах ВНЦ-10.

Производительность (шт/смену) такого наполнительного отделения следующая: баллонов 27 л – до 2000, баллонов 50 и 80 л – 700, баллонов от 0,7 до 5 л – 1500.

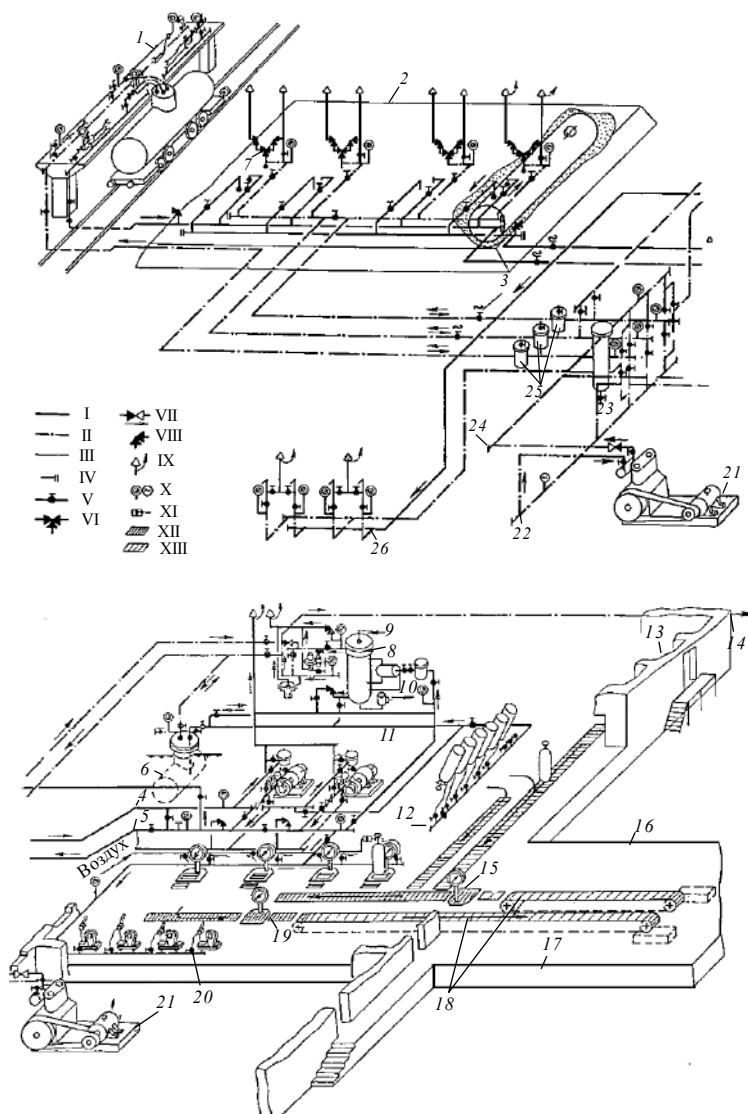


Рис. 5.28

На рис. 5.30 показана технологическая схема газораздаточной станции, обеспечивающей также и газоснабжение города паровой фазой сжиженного газа. На станции имеется испарительная установка, состоящая из кожухотрубчатого испарителя сжиженного газа 18, кожухотрубчатого пароперегревателя 19, а также газорегуляторного пункта 21. Испарение происходит за счёт тепла конденси-



рующего пара. Пар поступает в испарители и пароперегреватели из котельной под давлением 0,5 МПа.

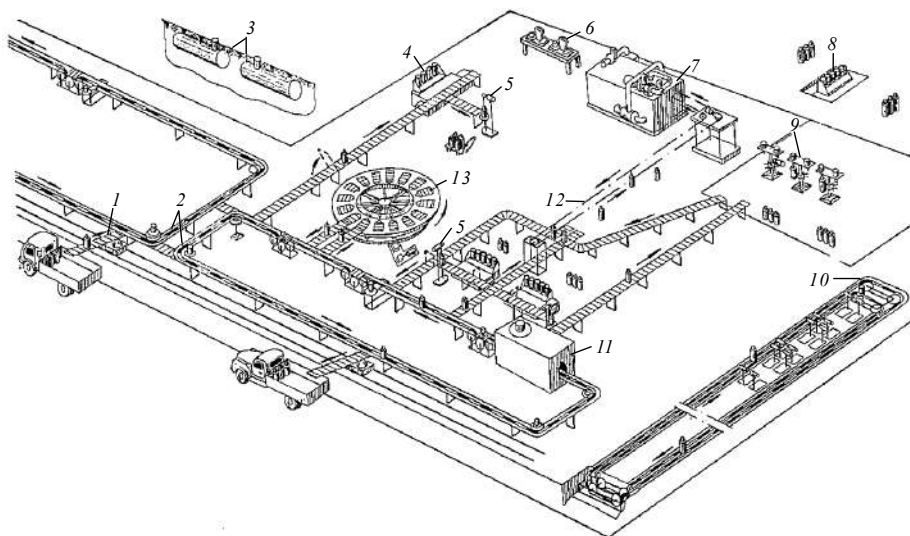


Рис. 5.29

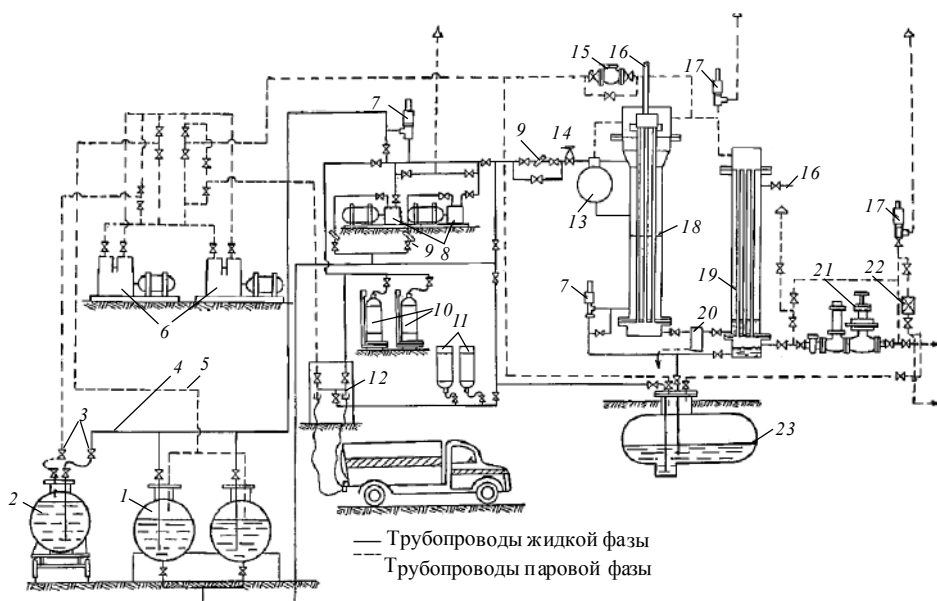


Рис. 5.30



Технологическая схема газораздаточной станции определяет продолжительность слива железнодорожных цистерн. Время слива зависит также и от ряда других причин, поэтому рассмотрим их с целью установления оптимальной продолжительности слива в эксплуатационных условиях.

У железнодорожных цистерн на трубопроводах жидкой и паровой фазы перед вентилем установлены скоростные клапаны, которые служат для автоматического перекрытия сливных линий в случае разрыва резиновых шлангов или достижения жидкостью критических скоростей движения. Скоростной клапан должен закрываться при скорости сжиженного газа 3,2 м/с.

Практически скорость движения определить нельзя, поэтому при отсутствии должных навыков у обслуживающего персонала клапаны неожиданно захлопываются и слив прекращается. Для возобновления слива необходимо закрыть вентили на сливных трубопроводах и подождать, пока давление после скоростного клапана сравняется с давлением в цистерне. Открывать их вновь надо очень медленно, не допуская увеличения скорости жидкости в скоростном клапане. Иногда для снижения перепада давления между резервуаром и сливаемой цистерной давление в последней приходится снижать.

По сравнению с трубопроводами СПГ-технологии имеют целый комплекс критически важных преимуществ:

- возможность доставки с любого завода по сжижению на любой регазификационный терминал;
- возможность оперативно менять объёмы производства и поставок газа в зависимости от рыночной конъюнктуры;
- универсальность технологии для транскеанических перевозок;
- возможность газификации отдалённых районов без трубопроводов;
- более высокая чистота продукта;
- возможность получать КПП без компрессорного оборудования;
- увеличение дальности пробега автомобилей;
- отсутствие сосудов и агрегатов, работающих под высоким давлением;



- возможность получать СПГ на местах добычи и на ГРС без компрессорного оборудования;
- низкий удельный показатель массы оборудования по отношению к единице перевозимого газа;
- увеличение полезного коммерческого объема в транспортных средствах;
- высокий коэффициент использования заправщиков СПГ за счёт низкого остаточного давления.

Эти преимущества, а также относительная простота транспортировки делают привлекательным использование сжиженных природных газов.

5.7. СЛАНЦЕВЫЙ ГАЗ

Природный газ можно обнаружить практически в любой точке нашей планеты. Если бурить скважину, то почти в любом месте можно дойти до пласта, в котором будет содержаться газ. В зависимости от состава и структуры пласта содержание газа в нём может быть разным. Чтобы природного газа накопилось много, нужна порода-коллектор, которая будет способствовать накоплению газа, и этими породами могут быть песчаник, сланец, глина или уголь. Каждая из перечисленных выше пород будет коллектором по-разному. В зависимости от того, в каком пласте и на какой глубине будет этот газ залегать, будет меняться и его название. Газ, добываемый из пласта сланца, становится сланцевым, а из угольного пласта – угольным метаном. Больше всего газа может быть добыто из пластов песчаника, и газ, добываемый из таких пластов, называют просто «природным» [9].

Все запасы природного газа подразделяются на традиционные и нетрадиционные.

Традиционные залежи находятся в неглубоко залегающих (менее 5000 м) пластах, где коллекторной породой является песчаник, обеспечивающий наибольшие возможности для накопления газа, что приводит к минимальной стоимости его добычи.

К нетрадиционным запасам относятся следующие.

Глубоко залегающий газ – глубина залегания более 5000 м, что увеличивает стоимость буровых работ.



Природный газ плотных пород – коллектором являются плотные породы с низким содержанием газа.

Сланцевый газ – коллектором служит сланец.

Угольный метан – коллектором являются угольные пласты.

Метаногидраты – метан содержится в кристаллогидрате в соединении с водой.

Проницаемость плотных пород, сланца и угольных пластов существенно меньше, чем у песчаника, что приводит к значительному снижению дебита скважин. Если стоимость добычи природного газа на традиционных месторождениях имеет порядок 15...25 \$/1000 м³ на земле и 30...60 \$/1000 м³ на шельфе, то добыча газа на нетрадиционных месторождениях обходится значительно дороже.

Сланцевой революции в США предшествовало продолжительное падение добычи традиционного природного газа. В 1990 году 90 % добываемого в США газа приходилось на традиционные месторождения и только 10 % – на нетрадиционные месторождения плотных пород (tight gas) и угольный метан (Coalbed methane). Добыча природного газа на традиционных месторождениях в 1990 году составляла 15,4 трлн кубических футов, к 2010 году она упала на 29 % – до 11 трлн кубических футов. Такое катастрофическое падение добычи газа американцы компенсировали расширением добычи газа на нетрадиционных месторождениях, которая достигла к 2010 году 58 % от общей добычи, что позволило довести общую добычу газа до 21,5 трлн кубических футов, или 609 млрд м³. Основные силы были брошены на добычу сланцевого газа.

Прогноз объёмов и структуры добычи природного газа в триллионах кубических футов в США приведены на рис. 5.31.

В 2009 году средства массовой информации сообщили, что США стали «крупнейшим в мире производителем газа», оттеснив Россию на второе место. Причину этого объяснили увеличением добычи сланцевого газа, ставшей экономически оправданной вследствие применения инновационных технологий, разработанных американскими компаниями. Было заявлено, что с помощью горизонтального бурения и гидроразрыва пласта добыча сланцевого газа становится выгоднее, чем добыча природного газа. Началось обсуждение того, что США вскоре прекратят свой огромный импорт



энергоносителей и, мало того, начнут снабжать природным газом всю Европу. Была запущена информация, что добыча сланцевого газа в США за 2010 год достигла 51 млрд кубометров в год (менее 8 % от добычи «Газпрома»). В компании, занимающиеся добычей сланцевого газа, было инвестировано примерно 21 млрд долларов.

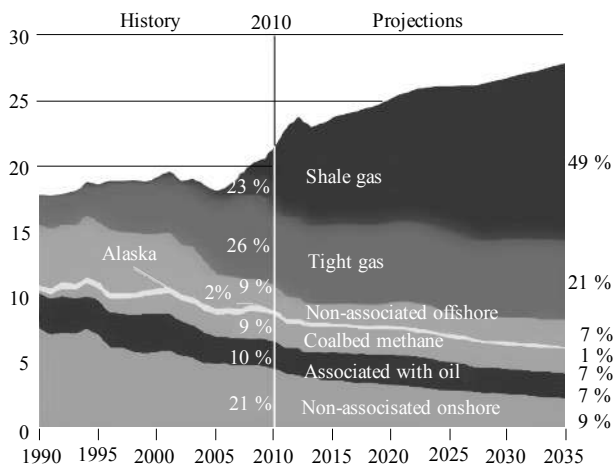


Рис. 5.31

Вместе с тем IEA (International Energy Agency) и BP review приводили данные, по которым добыча газа Россией превышает американскую, а DOE (Министерство энергетики США) в 2010 году высказало предположение, что данные по добыче газа в США завышены примерно на 10 %, т. е. на 60 млрд м³ в год. Однако мнения профессионалов средствами массовой информации игнорировались. Аналитики стали пророчить крах газовых картелей. Польша была объявлена будущей крупнейшей газодобывающей страной Европы. На весь мир было объявлено о грядущей «сланцевой революции».

Однако реальное положение дел в газодобывающей промышленности США складывалось совсем не так радужно, как хотелось представителям средств массовой информации. Заявляемая себестоимость сланцевого газа в 100 \$ за 1000 м³ никем не была достигнута. Даже у компании Chesapeake Energy (пионера и активного пропагандиста сланцевого газа) минимальная себестоимость добычи оказалась 160 \$ за 1000 м³.



Так называемая «сланцевая революция» для многих американских газодобывающих компаний позволила набрать кредитов с использованием скважин в качестве обеспечения (залога), чем увеличить свою капитализацию. Однако выяснилось, что продуктивность скважины сланцевого газа падает за первый же год в 4...5 раз, в результате чего уже через год эксплуатации оборудование работает всего на 20...25 % от своей мощности, а экономические показатели уходят в минус. В результате ряд американских газодобывающих компаний обанкротился на сланцевом буме.

В начале «сланцевой революции» 2008–2009 годов американские газодобывающие компании получили множество заказов на проведение буровых работ по разведке и добыче сланцевого газа из Польши, Китая, Турции, Украины и ряда других стран.

На первых же этапах работ выяснилось, что себестоимость добычи сланцевого газа в этих странах значительно выше, чем в США, и составляет от 300 до 430 \$ за 1000 м³, его запасы значительно ниже, чем прогнозировались, а состав газа в большинстве случаев значительно хуже, чем ожидалось. В июне 2012 года Exxon-Mobil отказалась от дальнейшей разведки сланцевого газа в Польше из-за скудости ресурсов. В августе того же года её примеру последовала английская компания 3Legs Resources.

На сегодняшний день ни в одной стране мира, за исключением США, сланцевый газ в промышленных масштабах не добывается.

Для более полного представления о возможностях использования сланцевого газа следует остановиться на его составе. По данным, приводимым в справочниках, теплота сгорания сланцевого газа в два с лишним раза ниже, чем у газа природного. Состав сланцевого газа приводится крайне редко, и табл. 5.4 демонстрирует причины этого. Если на лучших из разрабатываемых месторождениях США в добываемом газе может быть до 65 % азота и до 10,4 % углекислого газа, то можно представить, сколько этих негорючих газов содержится в сланцевом газе месторождений не столь перспективных. Табл. 5.4 показывает, что для сланцевого газа неприменима формулировка «разведанные запасы».

Если на одном месторождении ANTRUM в скважинах, находящихся рядом, содержание азота в добываемом газе колеблется от



0,7 до 65 %, то можно говорить только о составе газа одной скважины, а не месторождения в целом.

Таблица 5.4

Номер скважины	Состав газа, % об.				
	C1	C2	C3	CO ₂	N ₂
BARNET Texas					
1	80,3	8,1	2,3	1,4	7,9
2	81,2	11,8	5,2	0,3	1,5
3	91,8	4,4	0,4	2,3	1,1
4	93,7	2,6	0,0	2,7	1,0
MARCELLUS western Pennsylvania, Ohio, and West Virginia					
1	79,4	16,1	4,0	0,1	0,4
2	82,1	14,0	3,5	0,1	0,3
3	83,8	12,0	3,0	0,9	0,3
4	95,5	3,0	1,0	0,3	0,2
NEW ALBANY Southern Illinois extending through Indiana and Kentucky					
1	87,7	1,7	2,5	8,1	0,0
2	88,0	0,8	0,8	10,4	0,0
3	91,0	1,0	0,6	7,4	0,0
4	92,8	1,0	0,6	5,6	0,0
ANTRUM Michigan					
1	27,5	3,5	1,0	3,0	65,0
2	67,3	4,9	1,9	0,0	35,9
3	77,5	4,0	0,9	3,3	14,3
4	85,6	4,3	0,4	9,0	0,7

В 2008 году компании Exxon-Mobile, Marathon, Talisman Energy и 3Legs Resources оценивали залежи сланцевого газа в Польше триллионами кубических метров. К концу 2012 году все эти компании прекратили разведку на территории Польши, убедившись, что пригодного для коммерческих разработок сланцевого газа в стране нет вообще.



«Разведка» запасов сланцевого газа не имеет ничего общего с общепринятой геологической разведкой и выглядит следующим образом:

- бурится скважина с горизонтальным участком и гидроразрывом пласта (стоимость этих работ превышает стоимость бурения и обустройства обычной вертикальной скважины во много раз);
- полученный газ подвергается анализу, по результатам которого выясняется, какую необходимо применять технологию для доведения этого газа до конечного продукта;
- опытным путём выясняется продуктивность скважины, под которую подбирается необходимое оборудование. Первое время (несколько месяцев) оборудование работает на полную мощность, затем мощность приходится снижать, так как продуктивность скважины резко падает;
- запасы газа определяются также опытным путём. Скважина даёт газ от года до трёх. К концу этого срока оборудование работает на 5...10 % своей мощности.

Результаты «разведки» запасов сланцевого газа (состав, запасы и производительность) определяются не до начала разработки, а после её завершения и относятся не к месторождению, а к одной, уже выработанной скважине.

Строительство магистральных газопроводов при добыче сланцевого газа невозможно из-за неопределённости в расчётах их параметров. В США сланцевый газ используется в непосредственной близости от мест добычи, и это является единственной возможностью его применения. США покрыты довольно густой сетью малорасходных газопроводов. Скважины для добычи сланцевого газа бурят так, чтобы расстояние от них до ближайшего, уже имеющегося, газопровода было незначительным. Специальных газопроводов для сланцевого газа в США практически нет – делается только врезка в уже имеющийся газопровод природного газа. Сланцевый газ часто добавляется (иногда в незначительных количествах) в поток природного газа. Ни в одной другой стране мира такой плотной сети газопроводов нет, и строить их для сланцевого газа экономически невыгодно.

Экологические последствия добычи сланцевого газа могут стать необратимой катастрофой. Для одного гидроразрыва используется 4...7,5 тыс. т пресной воды, примерно 200 т песка и



80...300 т химикатов, включающих в себя около 85 токсичных веществ, таких как формальдегид, уксусный ангидрид, толуол, бензол, диметилбензол, этилбензол, хлорид аммония, соляная кислота и др. Точный состав химических добавок не разглашается. Несмотря на то что гидроразрывы проводятся гораздо ниже уровня грунтовых вод, токсичные вещества проникают в них в результате просачивания через трещины, образовавшиеся в толще осадочных пород при гидроразрыве. *Следует отметить, что во многих странах Европы добыча сланцевого газа запрещена.*

Таким образом, можно заключить:

- что себестоимость добычи сланцевого газа больше, чем природного в 5...10 раз;
- сланцевый газ можно использовать как топливо только в непосредственной близости от мест добычи;
- достоверная информация о запасах сланцевого газа отсутствует, и вряд ли появится в обозримом будущем, поскольку современные методы разведки не могут её предоставить;
- промышленная добыча сланцевого газа за пределами США не представляется возможной;
- экспорт сланцевого газа из США в обозримом будущем производиться не будет;
- добыча сланцевого газа в России экологически недопустима и должна быть запрещена, как и во многих странах Европы.

РАЗДЕЛ 3

ЗАДАЧИ

Глава 1

НЕФТЬ И НЕФТЕПРОДУКТЫ

1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕФТЕПРОДУКТОВ

Одними из наиболее важных показателей перекачиваемых жидкостей являются такие её физические характеристики, как плотность ρ и вязкость ν , определяющие в конечном итоге энергетические затраты и производительность трубопроводов. Известно, что на плотность и вязкость существенно влияет температура перекачиваемого нефтепродукта. Поэтому при расчёте и выборе оборудования необходимо руководствоваться теми параметрами жидкостей, которые соответствуют температурному режиму нефтепродукта.

Плотность нефти находится в пределах $700 \dots 1100 \text{ кг/м}^3$, а изменение её величины с температурой определяется, например, по формуле Менделеева [4]:

$$\rho_T = \frac{\rho_{293}}{1 + \beta_p (T - 293)}, \quad (1.1)$$

где ρ_T и ρ_{293} – плотность нефтепродуктов соответственно при температурах T и 293 K ; β_p – коэффициент объёмного расширения, либо по формуле

$$\rho_T = \rho_{293} + \xi(293 - T), \quad (1.2)$$

где ξ – температурная поправка.



Сведения по физическим характеристикам и значениям поправочных коэффициентов нефтепродуктов приведены в табл. П1 и П2.

ЗАДАЧА 1

Рассчитать кинематическую вязкость и плотность ромашкинской нефти при температуре $T = 275$ К.

Решение

Поскольку расчётная температура выходит за пределы температурного интервала, в котором известна вязкость ромашкинской нефти (табл. П2), для расчета выбираем формулу Вальтера (ASTM):

$$\lg \lg(v + 0,8) = a + b \lg T, \quad (1.3)$$

где эмпирические коэффициенты a и b определяются по формулам

$$a = \lg \lg(v_1 + 0,8) - b \lg T_1 \quad \text{и} \quad b = \frac{\lg[\lg(v_1 + 0,8) / \lg(v_2 + 0,8)]}{\lg \frac{T_1}{T_2}}.$$

Для ромашкинской нефти при $T_1 = 283$ К $v_1 = 30,7$ мм²/с, а при $T_2 = 293$ К $v_2 = 14,2$ мм²/с. Тогда величины эмпирических коэффициентов

$$a = \lg \lg(30,7 + 0,8) - 6,97 \lg 283 = 17,27$$

и

$$b = \frac{\lg[\lg(30,7 + 0,8) / \lg(14,2 + 0,8)]}{\lg \frac{283}{293}} = -6,97,$$

а кинематическая вязкость ромашкинской нефти при температуре $T = 275$ К после преобразования формулы (1.3)

$$v = 10^{10(a+b \lg T)} = 10^{10(17,27 - 6,97 \lg 275)} - 0,8 = 70,5 \text{ мм}^2/\text{с}.$$

Плотность нефти при этой температуре согласно формуле (1.1)

$$\rho_{275} = \frac{862}{1 + 0,000793(275 - 293)} = 874,5 \text{ кг/м}^3,$$

где $\rho_{293} = 862$ кг/м³; $\beta_p = 0,000793$ 1/К.



1.2. РАСЧЁТ РЕЗЕРВУАРНЫХ ПАРКОВ НЕФТЕПРОДУКТОВ

Резервуарные парки, входящие в систему магистральных нефте- и нефтепродуктопроводов, а также нефтебаз, играют очень важную роль. Основное их назначение – выполнение роли буфера между поставщиком и получателем, компенсирующего неравномерность поставок и потребления нефти и нефтепродуктов. К числу других функций резервуарных парков относятся: создание запасов на случай возникновения сбоев в транспортной цепи, доведение качества нефти и нефтепродуктов до требуемого уровня, их замер и учёт.

На магистральных нефтепроводах резервуарные парки размещаются:

- на головной насосной станции;
- на границах эксплуатационных участков;
- в местах подкачки нефти с близлежащих месторождений или сброса нефти попутным потребителям.

Полезный суммарный объём резервуарных парков зависит от диаметра труб и протяжённости нефтепроводов; рекомендуемые величины повышающих коэффициентов для определения суммарного полезного объёма резервуарных парков нефтепроводов относительно суточного объёма перекачки приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Протяжённость нефтепровода, км	Диаметр трубы, мм			
	630 и менее	720, 820	1020	1220
До 200	1,5	2	2	2
От 200 до 400	2	2,5	2,5	2,5
От 400 до 600	2,5	2,5/3	2,5/3	2,5/3
От 600 до 800	3	3/3,5	3/4	3,5/4
От 800 до 1000	3/3,5	3/4	3,5/4,5	3,5/5

Величины, приведённые в числителе, следует применять при обычных условиях прокладки, а в знаменателе – когда не менее 30 % от протяжённости трубопровода проходит в сложных условиях (заболоченные и горные участки).



При протяжённости нефтепровода более 1000 км к размеру ёмкости по табл. 1.1 добавляется объём резервуарного парка, соответствующего длине остатка.

Объём резервуарных парков на головной и промежуточных насосных станциях (ПНС) нефтепровода ориентировочно (в частях от суммарного полезного) распределяется следующим образом:

- головная насосная станция (ГНС) – $2 \dots 3$;
- ПНС на границе эксплуатационных участков – $0,3 \dots 0,5$;
- то же при проведении на ПНС приёмосдаточных операций – $1 \dots 1,5$.

Общий объём резервуарных парков определяется на основе полезного с учётом коэффициента использования ёмкости η_p , определяемого по табл. 1.2.

Таблица 1.2

Ёмкость резервуара, м ³	Коэффициент использования ёмкости η_p		
	без понтона	с понтоном	с плавающей крышкой
До 5000 включительно	0,85	0,81	0,80
От 10 000 до 30 000	0,88	0,84	0,83

Суммарный объём резервуарных парков V_p в системе сложного магистрального нефтепровода определяется через суточный расход $V^{\text{сут}}$:

$$V_p = V^{\text{сут}}[(n_z - n_y - 1)(0,3 \dots 0,5) + n_y(1 \dots 1,5) + (2 \dots 3)], \quad (1.4)$$

где n_z – количество эксплуатационных участков (протяжённостью $L_z = 400 \dots 600$ км); n_y – количество насосных станций на границах эксплуатационных участков (где выполняются приёмосдаточные операции).

ЗАДАЧА 2

Рассчитать объём резервуарных парков в системе магистрального нефтепровода диаметром 720 мм протяжённостью $L_m = 900$ км, расположенного на Дальнем Востоке. Доля длины нефтепровода,



проходящего в сложных условиях, составляет 40 %. На границе эксплуатационных участков производятся приёмосдаточные операции.

Решение

Количество эксплуатационных участков нефтепровода такой протяжённости

$$n_3 = L_M / L_3 = 900 / (400 \dots 600) = 2.$$

Так как на границе эксплуатационных участков производятся приёмосдаточные операции, то $n_y = 1$ и, задаваясь верхними пределами рекомендуемых объёмов резервуарных парков, можно по формуле (1.4) определить их суммарный объём:

$$\begin{aligned} V_p &= V^{\text{сут}} [0,5(n_3 - n_y - 1) + 1,5n_y + 3] = \\ &= V^{\text{сут}} [0,5(2 - 1 - 1) + 1 \cdot 1,5 + 3] = 4,5 V^{\text{сут}}. \end{aligned}$$

Для нефтепродуктопроводов, используемых для перекачки нескольких их видов, обычно применяется циклический режим работы, при котором соблюдается определённая очерёдность подачи нефтепродуктов (помесячно, поквартально и т. д.). В этом случае необходимая вместимость $V_{\text{ГНС}}$ резервуарного парка головной насосной станции (ГНС) вычисляется по формуле [4]

$$V_{\text{ГНС}} = \frac{k_{\text{н. рез}} k_{\text{н. тр}}}{\text{Ц}} \sum_{i=1}^m \frac{V_i^{\text{год}}}{\eta_p} \left(1 - \frac{V_i^{\text{сут}}}{V_{i \text{ макс}}^{\text{сут}}} \right), \quad (1.5)$$

где $k_{\text{н. рез}} = 1,3$ – коэффициент неравномерности поступления нефти в резервуары ГНС; $k_{\text{н. тр}} = 1,1$ – коэффициент неравномерности работы трубопровода; Ц – количество циклов последовательной перекачки (при перекачке одного продукта Ц = 365); m – количество перекачиваемых нефтепродуктов; $V_i^{\text{сут}}$ и $V_{i \text{ макс}}^{\text{сут}}$ – реальный и максимально допустимый суточный расход i -го нефтепродукта в трубопроводе.

Найденная величина $V_{\text{ГНС}}$ не должна быть меньше трёхсуточного объёма перекачки нефтепродукта по трубопроводу.

Необходимая вместимость резервуарного парка конечного пункта нефтепровода

$$V_{\text{ГНС}} = \frac{k_{\text{расх}} k_{\text{н. тр}}}{\text{Ц}} \sum_{i=1}^m \frac{V_i^{\text{год}}}{\eta_p} \left(1 - \frac{V_i^{\text{сут}}}{V_{i \text{ макс}}^{\text{сут}}} \right), \quad (1.6)$$

где $k_{\text{расх}} = 1,5$ – коэффициент среднегодового расхода нефти на конечном пункте.

Вместимость резервуарного парка нефтебазы определяется по графикам поступления и отгрузки нефти, составленным на основе фактических данных за 2...3 года, с учётом страхового запаса. Для каждого вида нефтепродукта необходимый объём резервуаров находится как

$$V_i = \frac{V_i^{\text{год}}}{100} \left(\Delta V_{i \text{ макс}} - \Delta V_{i \text{ мин}} + \Delta V_i^{\text{стр}} \right), \quad (1.7)$$

где $\Delta V_{i \text{ макс}}$ – максимальный месячный остаток i -го нефтепродукта в процентном выражении; $\Delta V_{i \text{ мин}}$ – минимальный месячный остаток i -го нефтепродукта в процентном выражении; $\Delta V_i^{\text{стр}}$ – величина страхового запаса i -го нефтепродукта в процентном выражении, выбираемая по табл. 1.3.

При отсутствии таких данных вместимость может быть рассчитана по формуле

$$V_{\text{нб}} = \frac{V^{\text{год}} k_{\text{нер}}}{365} \left(1 + \frac{\Delta V^{\text{стр}}}{100} \right), \quad (1.8)$$

где $V^{\text{год}}$ – годовой объём перекачиваемого нефтепродукта; $k_{\text{нер}}$ – коэффициент неравномерности потребления нефтепродукта с базы, выбираемый по табл. 1.4.



Таблица 1.3

Тип нефтебазы	Месторасположение нефтебазы	Норма страхового запаса, %
Железнодорожные, водные (речные)	Южнее 60° северной широты в европейской части страны	До 20
	Севернее 60° северной широты в европейской части страны, в Сибири, на Урале и Дальнем Востоке	До 50
Водные (речные) с поступлением нефти только в навигационный период	—	До 50*

* Вычисляется по среднемесячной потребности в межнавигационный период.

Таблица 1.4

Характеристика районов потребления	$k_{\text{нер}}$	
	Все виды топлива	Масла, смазки
Промышленные города	1,0	1,3
Промышленные районы:	1,1	1,5
промышленность потребляет 70 %	1,2	1,8
промышленность потребляет 30 %	1,5	2,0
Сельскохозяйственные районы	1,7	2,5

Для трубопроводных нефтебаз и нефтебаз с реализацией менее 1 тыс. т/год страховой запас не устанавливается.

ЗАДАЧА 3

Определить необходимый полезный объем резервуарных парков головной насосной станции и конечного пункта магистрального нефтепровода для перекачки 8 млн т нефтепродуктов (бензин – 30 %, дизельное топливо – 40 %, реактивное топливо – 30 %) в год с



циклическостью $\Pi = 61$. Принять расходы поступающих нефтепродуктов (бензина АИ-93, летнего дизельного топлива – ДЛ и реактивного топлива – ТС-1) на ГНС равными соответственно 500, 450 и 480 м³/ч; максимальные расходы их реализации на конечном пункте 360, 400 и 430 м³/ч. Плотность нефтепродуктов при расчётной температуре $T = 274$ К соответственно равна 746,3 кг/м³, 848,8 кг/м³ и 814,5 кг/м³, а часовые расходы через трубопровод – $Q_{\text{АИ-93}} = 1310$ м³/ч, $Q_{\text{ДЛ}} = 1193$ м³/ч, $Q_{\text{ТС-1}} = 1284$ м³/ч.

Решение

На основе общего объёма перекачиваемых при расчётной температуре нефтепродуктов годовые объёмы каждого из них составляют:

$$V_{\text{АИ-93}}^{\text{год}} = \frac{0,3 \cdot 8 \cdot 10^6}{746,3} = 3\,215\,865 \text{ м}^3,$$

$$V_{\text{ДЛ}}^{\text{год}} = \frac{0,4 \cdot 8 \cdot 10^6}{848,8} = 3\,770\,028 \text{ м}^3,$$

$$V_{\text{ТС-1}}^{\text{год}} = \frac{0,3 \cdot 8 \cdot 10^6}{814,5} = 2\,946\,593 \text{ м}^3.$$

Поскольку объём перекачиваемых нефтепродуктов достаточно большой, принимаем для ГНС резервуары типа РВСП-10000 ($\eta_p = 0,84$) для бензина и РВС-10000 ($\eta_p = 0,88$) – для дизельного и реактивного топлива.

Требуемая вместимость резервуарного парка для ГНС согласно (1.5)

$$V_{\text{ГНС}} = \frac{1,3 \cdot 1,1}{61} \left[\frac{3\,215\,865}{0,84} \left(1 - \frac{500}{1310} \right) + \frac{3\,770\,028}{0,88} \left(1 - \frac{450}{1193} \right) + \frac{2\,946\,593}{0,88} \left(1 - \frac{480}{1284} \right) \right] = 167\,193 \text{ м}^3.$$



Требуемая вместимость резервуарного парка для конечного пункта согласно (1.6)

$$V_{\text{КП}} = \frac{1,1 \cdot 1,5}{61} \left[\frac{3\,215\,865}{0,84} \left(1 - \frac{360}{1310} \right) + \frac{3\,770\,028}{0,88} \left(1 - \frac{400}{1193} \right) + \frac{29\,465\,593}{0,88} \left(1 - \frac{430}{1284} \right) \right] = 212\,365 \text{ м}^3.$$

Таким образом, на ГНС необходимо установить не менее 17 резервуаров вместимостью по 10 000 м³, а на конечном пункте – не менее 22.

ЗАДАЧА 4

Определить вместимость резервуарного парка нефтебазы по бензину АИ-93 при заданном в табл. 1.5 графике поступления и отгрузки (в процентах от годовой реализации):

Таблица 1.5

Показатель	Помесячное поступление (отгрузка) бензина, %												
	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Всего
Поступление	14	13	11	7	4	3	3	7	9	9	10	10	100
Отгрузка	3	4	5	7	8	13	15	13	12	10	6	4	100

Среднемесячное потребление бензина – 1000 м³.

Решение

Для расчёта объёма резервуаров в соответствии с формулой (1.7) необходимо определить месячные остатки и их сумму нарастающим итогом (сведены в табл. 1.6).



Таблица 1.6

Показатель	Помесячные остатки бензина, %											
	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Месячный	11	9	6	0	-4	-10	-12	-6	-3	-1	4	6
Нарастающий итог	11	20	26	26	22	12	0	-6	-9	-10	-6	0

Величина страхового запаса бензина согласно табл. 1.3
 $\Delta V^{\text{стр}} = 20 \%$.

Тогда с учётом результатов расчётов, сведённых в таблицу,
 $\Delta V_{\text{макс}} = 26 \%$ и $\Delta V_{\text{мин}} = -10 \%$, полезный объём резервуаров

$$V_i = \frac{12\,000}{100} [26 - (-10) + 20] = 6720 \text{ м}^3.$$

$$\text{Требуемый общий объём резервуаров } V = \frac{V_i}{\eta_p} = \frac{6720}{0,81} = 8296 \text{ м}^3.$$

Так как под каждый нефтепродукт должно быть предусмотрено не менее двух ёмкостей, то необходимо установить две ёмкости с понтоном объёмом 5000 м^3 .

1.3. РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ И ВЫБОР ТИПА НАСОСА

Для перекачки нефти и нефтепродуктов в основном используются центробежные и шестерёнчатые насосы. Их характеристики – зависимости напора H_n , мощности N_n , КПД η_n в функции расхода Q насоса – приводятся в справочной литературе. Важным показателем свойств жидкости является кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$, определяющий ограничение зоны рабочих режимов насоса.

Иногда удобно пользоваться аналитическими выражениями этих зависимостей, полученных эмпирическим путём. Так, в частности, аналитические зависимости напора H , кавитационного



запаса Δh и КПД η_n центробежных насосов можно представить в виде [4]

$$\begin{aligned}
 H_n &= H_0 + aQ - bQ^2; \\
 \Delta h_{\text{доп}} &= \begin{cases} \Delta h_{\text{доп. ном}} & \text{при } 0,5Q_{\text{ном}} \leq Q \leq Q_{\text{ном}}; \\ a_0Q^{b_0} & \text{при } Q > Q_{\text{ном}}; \end{cases} \\
 \eta_n &= c_0 + c_1Q + c_2Q^2.
 \end{aligned} \tag{1.9}$$

Для шестерёнчатых насосов эти зависимости

$$Q = Q_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}(pp_{\text{ш}})^{b_{\text{ш}}} \quad \text{и} \quad \eta = d_0 + d_1p + d_2p^2, \tag{1.10}$$

где $Q_{\text{ш}}$ и $p_{\text{ш}}$ – расход и давление, создаваемые шестерёнчатым насосом.

Необходимо помнить, что в области малых давлений ($p < p_{\text{ш}}$) зависимость $Q(p)$ носит линейный характер ($b_{\text{ш}} = 1$), а при $p > p_{\text{ш}}$ – криволинейный ($b_{\text{ш}} > 1$).

В каталогах приводятся характеристики центробежных насосов, снятые на воде. При транспортировке маловязких нефтей и нефтепродуктов эти характеристики изменений не претерпевают. Однако с ростом вязкости перекачиваемой жидкости они ухудшаются.

Формулы для расчёта параметров работы насоса на нефти H_v , Q_v , η_v по известным параметрам работы на воде H_b , Q_b , η_b имеют вид

$$H_v = k_H H_b, \quad Q_v = k_Q H_b, \quad \eta_v = k_{\eta} \eta_b,$$

где k_H , k_Q , k_{η} – коэффициенты пересчёта соответственно напора, расхода и КПД насоса с воды на высоковязкий продукт.

Для всех насосов с коэффициентом быстроходности $50 \leq n_s \leq 130$, кроме магистральных, пересчёт характеристик производится при выполнении неравенства

$$v_{\text{ниж}} < v_T < v_{\text{верх}}, \tag{1.11}$$



где ν_T – вязкость нефтепродукта при температуре перекачки; $\nu_{\text{ниж}}$ и $\nu_{\text{верх}}$ – предельные нижнее и верхнее значения вязкости, при которых пересчёт характеристик необходим:

$$\nu_{\text{ниж}} = 7,5 \cdot 10^{-6} \frac{Q_{\text{в. опт}}}{\sqrt{D_2 b_2}} \quad \text{и} \quad \nu_{\text{верх}} = 2,6 \cdot 10^{-4} \frac{Q_{\text{в. опт}}}{\sqrt{D_2 b_2}}, \quad (1.12)$$

где $Q_{\text{в. опт}}$ – расход воды при максимальном КПД насоса; D_2 и b_2 – диаметр и ширина лопаток рабочего колеса на выходе.

При $\nu_T < \nu_{\text{ниж}}$ пересчитывать характеристики насоса не требуется, так как он работает в автомобильной зоне, а при $\nu_T > \nu_{\text{верх}}$ необходимо использовать другой насос.

В качестве параметра, определяющего необходимость пересчёта, используется число Рейнольдса в следующей записи:

$$\text{Re}_H = 0,527 \frac{Q_{\text{в. опт}}}{\nu \sqrt{D_2 b_2}}. \quad (1.13)$$

Для центробежных насосов с рабочим колесом одностороннего входа жидкости существуют три зоны, в пределах каждой из которых действует гидравлическое сопротивление, подчиняющееся разным закономерностям:

$$\left. \begin{aligned} k_Q &= \begin{cases} -0,774 + 0,58 \lg \text{Re}_H & \text{при } 100 < \text{Re}_H \leq 600, \\ 0,412 + 0,153 \lg \text{Re}_H & \text{при } 100 < \text{Re}_H < 7000, \\ 1 & \text{при } \text{Re}_H \geq 7000; \end{cases} \\ k_H &= k_Q^{2/3}; \\ k_\eta &= \begin{cases} -0,852 + 0,483 \lg \text{Re}_H & \text{при } 100 \leq \text{Re}_H \leq 2300, \\ -0,201 + 0,17 \lg \text{Re}_H & \text{при } 2300 < \text{Re}_H < 50\,000, \\ 1 & \text{при } \text{Re}_H \geq 50\,000. \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad (1.14)$$



В методике пересчёта характеристик магистральных центробежных насосов используется другая форма записи числа Рейнольдса:

$$\text{Re}_H = \frac{nD_2^2}{\nu} = \frac{\nu D_2}{\nu}, \quad (1.15)$$

где размерность частоты вращения вала насоса n принимается [1/мин].

В целях оптимизации режимов работы насосов на пониженных и повышенных подачах некоторые из них комплектуются сменными рабочими колёсами, позволяющими работать с подачами 50, 70 и 125 % от номинальной.

Пересчёт характеристик с воды на вязкую нефть необходим, когда величина Re_H меньше величины переходного числа Рейнольдса, определяемого по формуле

$$\text{Re}_H = 3,16 \cdot 10^5 n_s^{-0,305}, \quad (1.16)$$

где n_s – коэффициент быстроходности насоса.

Коэффициенты пересчёта напора, расхода и КПД с воды на высоковязкую нефть определяются по формулам

$$k_H = 1 - 0,128 \lg \frac{\text{Re}_H}{\text{Re}_H}, \quad k_Q = k_H^{1,5}, \quad k_\eta = 1 - \alpha_\eta \lg \frac{\text{Re}_{\text{гп}}}{\text{Re}_H}, \quad (1.17)$$

где $\text{Re}_{\text{гп}} \approx 0,224 \cdot 10^5 n_s^{0,384}$ – граничное число Рейнольдса; $\alpha_\eta \approx 1,33 n_s^{-0,326}$.

Величины аппроксимирующих коэффициентов для нефти через аналогичные для воды рассчитываются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} H_{0v} &= k_H H_{0B}; \quad a_v = a_B \frac{k_H}{k_Q}; \quad b_v = b_B \frac{k_H}{k_Q^2}; \\ c_{0v} &= k_\eta c_{0B}; \quad c_{1v} = c_{1B} \frac{k_\eta}{k_Q}; \quad c_{2v} = c_{2B} \frac{k_\eta}{k_Q^2}. \end{aligned} \quad (1.18)$$



ЗАДАЧА 5

Определить величины коэффициентов в формулах пересчёта (1.9)...(1.11) при перекачке нефти, имеющей кинематическую вязкость $\nu = 150 \text{ мм}^2/\text{с}$, насосом НМ 1250-260 с ротором 0,7 Q_H .

Решение

В соответствии с табл. ПЗ и П4 насос обладает следующими параметрами: $n = 3000 \text{ 1/мин}$, $D_2 = 0,418 \text{ м}$, $n_s = 62$, $H_{0в} = 216,4 \text{ м}$, $a_B = 0$, $b_B = 40,9 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^2/\text{м}^5$, $c_{0в} = 0,0963$, $c_{1в} = 14,3 \cdot 10^{-4} \text{ ч/м}^3$ и $c_{2в} = -69,6 \cdot 10^{-8} \text{ ч}^2/\text{м}^6$.

Так как в насосе НМ1250-260 колесо имеет двусторонний вход жидкости, то число Рейнольдса в насосе вычисляем по формуле (2.15) раздела 2

$$Re_H = \frac{nD_2^2}{\nu} = \frac{\nu D_2}{\nu} = \frac{3000 \cdot 0,418^2}{60 \cdot 150} = 58\,242.$$

Переходное и граничное числа Рейнольдса, а также коэффициент a_η рассчитываются по формулам (1.16), (1.17):

$$Re_\Pi = 3,16 \cdot 10^5 \cdot 62^{-0,305} = 89\,747,$$

$$Re_{гp} = 0,224 \cdot 10^5 \cdot 62^{0,384} = 109\,276,$$

$$\alpha_\eta = 1,33 \cdot 62^{-0,326} = 0,346.$$

Так как $Re < Re_\Pi$ и $Re < Re_{гp}$, то необходим пересчёт напора, расхода и КПД с воды на нефть.

Коэффициенты пересчёта в соответствии с формулой (1.17):

$$k_H = 1 - 0,128 \lg \frac{89\,747}{58\,242} = 0,976, \quad k_Q = 0,976^{1,5} = 0,964,$$

$$k_\eta = 1 - 0,352 \lg \frac{109\,276}{58\,242} = 0,904.$$



Численные значения коэффициентов пересчёта в соответствии с (1.18):

$$H_{0v} = 0,975 \cdot 283 = 275,9 \text{ м},$$

$$b_v = 40,9 \cdot 10^{-6} \frac{0,976}{0,964^2} = 42,96 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^2/\text{м}^5,$$

$$c_{0v} = 0,904 \cdot 0,0963 = 0,087, \quad c_{1v} = 14,3 \cdot 10^{-4} \frac{0,904}{0,964} = 13,4 \cdot 10^{-4} \text{ ч}/\text{м}^3,$$

$$c_{2v} = -69,6 \cdot 10^{-8} \frac{0,904}{0,964^2} = -67,7 \cdot 10^{-8} \text{ ч}^2/\text{м}^6.$$

Максимальный КПД при перекачке нефти достигается при расходе

$$Q_{v\text{опт}} = -\frac{13,4 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot (-67,7 \cdot 10^{-8})} = 989,7 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

ЗАДАЧА 6

Определить коэффициенты пересчёта характеристики центробежного насоса НК 65/35-70 с ротором № 1 (вариант *a*) на нефтепродукт с кинематической вязкостью $\nu = 70 \text{ мм}^2/\text{с}$. Параметры насоса: $Q_{v\text{, опт}} = 65 \text{ м}^3/\text{ч}$, $n = 2950 \text{ 1/мин}$, $D_2 = 0,245 \text{ м}$, $b_2 = 0,011 \text{ м}$.

Решение

Чтобы определить необходимость пересчёта характеристик и возможность использования данного насоса для перекачки нефтепродукта, следует рассчитать предельные нижнее и верхнее значения вязкости по формулам (1.12):

$$\nu_{\text{ниж}} = 7,5 \cdot 10^{-6} \frac{65}{3600 \sqrt{0,245 \cdot 0,0118}} = 2,52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\nu_{\text{верх}} = 2,6 \cdot 10^{-4} \frac{65}{3600 \sqrt{0,245 \cdot 0,0118}} = 0,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$



Так как вязкость нефти больше предельного нижнего значения $\nu > \nu_{\text{ниж}}$, то пересчёт характеристик необходим. Поскольку вязкость нефти меньше предельного верхнего значения $\nu < \nu_{\text{верх}}$, насос подходит для перекачки нефтепродукта.

Для определения коэффициентов пересчёта следует рассчитать число Рейнольдса, для чего используем формулу (5.13) раздела I.

$$\text{Re}_H = 0,527 \frac{65}{3600 \cdot 70 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0,245 \cdot 0,0118}} = 2528.$$

Коэффициенты пересчёта характеристик насоса по формулам (1.14):

$$k_Q = 0,412 + 0,153 \lg 2528 = 0,933; \quad k_H = 0,933^{2/3} = 0,955;$$

$$k_{\eta} = 0,201 + 0,17 \lg 2528 = 0,78.$$

Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы минимальное давление $p_{\text{вх}}$ на входе в него превышало давление $p_{\text{п}}$, при котором происходит парообразование перекачиваемой жидкости, на величину, соответствующую разности допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$ и скоростного напора на входе в насос:

$$\frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} \geq \frac{p_{\text{п}}}{\rho g} + \Delta h_{\text{доп}} - \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g}, \quad (1.19)$$

где $v_{\text{вх}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вх}}^2}$ – скорость жидкости во всасывающем патрубке насоса.

Давление насыщенных паров перекачиваемых жидкостей можно рассчитать по следующим формулам:

- для нефтей

$$p_{\text{п}} = p_{\text{атм}} \exp \left[10,53 \left(1 - \frac{T_{\text{кип}}}{T} \right) \right];$$



- для автомобильных бензинов

$$p_{\Pi} \approx 57\,000 \exp[-0,0327(T_{\text{кип}} - T)]; \quad (1.20)$$

- для авиационных бензинов

$$p_{\Pi} = 65\,000 \exp[-0,0303(T_{\text{кип}} - T)],$$

где $T_{\text{кип}}$ – температура начала кипения (парообразования) жидкости, К.

Допустимый кавитационный запас насоса при перекачке нефти и нефтепродуктов

$$\Delta h_{\text{доп. н}} = \Delta h_{\text{доп. в}} - k_h(\Delta h_t - \Delta h_v), \quad (1.21)$$

где $k_h = 1,1 \dots 1,15$ – коэффициент запаса; Δh_t и Δh_v – поправки на температуру и вязкость жидкости, определяемые согласно

$$\Delta h_t = 0,471 h_{\Pi}^{0,45}; \quad \Delta h_v = \xi_{\text{вх}} \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g}, \quad (1.22)$$

где h_{Π} – напор, соответствующий давлению насыщенных паров жидкости; $\xi_{\text{вх}}$ – коэффициент сопротивления на входе в насос, вычисляемый при $565 < \text{Re}_{\text{н}} \leq 9330$ по формуле

$$\xi_{\text{вх}} = 16 - 13,1(\lg \text{Re}_{\text{н}} - 2,75)^{0,354},$$

а при $\text{Re}_{\text{н}} > 9330$ принимается равным $\xi_{\text{вх}} = 0$.

ЗАДАЧА 7

Рассчитать необходимое давление на входе в насос НПВ 1250-60 при перекачке автомобильного бензина, имеющего температуру начала кипения $T_{\text{кип}} = 313$ К. Перекачка ведётся при температуре $T = 283$ К, расход составляет $Q = 1240$ м³/ч, плотность бензина $\rho = 740$ кг/м³, вязкость $\nu = 0,8$ мм²/с, диаметр входного патрубка $d_{\text{вх}} = 0,8$ м, кавитационный запас по воде $\Delta h_{\text{доп. в}} = 2,2$ м.

**Решение**

Давление насыщенных паров при температуре перекачки по формуле (1.20) будет

$$p_{\text{п}} = 57\,000 \exp[-0,0327(313 - 283)] = 21\,371 \text{ Па}.$$

Соответствующий этому давлению напор столба бензина

$$h_{\text{п}} = \frac{p_{\text{п}}}{\rho g} = \frac{21\,371}{740 \cdot 9,81} = 2,94 \text{ м}.$$

Поправка на температуру по кавитационному запасу в соответствии с (1.22)

$$\Delta h_t = 0,471 \cdot 2,94^{0,45} = 0,765 \text{ м}.$$

Скорость бензина и число Рейнольдса во входном патрубке насоса в соответствии с (1.19)

$$v_{\text{вх}} = \frac{4 \cdot 1240}{3,14 \cdot 0,8^2} = 0,686 \text{ м/с}, \quad \text{Re}_{\text{н}} = \frac{v_{\text{вх}} d_{\text{вх}}}{\nu} = \frac{0,686 \cdot 0,8}{0,8 \cdot 10^{-6}} = 686\,000.$$

Так как $\text{Re}_{\text{вх}} > 9330$, то $\Delta h_v = 0$ и кавитационный запас насоса на бензине в соответствии с формулой (1.21)

$$\Delta h_{\text{доп. н}} = 2,2 - 1,1(0,765 - 0) = 1,36 \text{ м}.$$

Давление с учётом кавитационного запаса на входе в соответствии с (1.19)

$$p_{\text{вх}} = 740 \cdot 9,81 \left(\frac{21\,371}{740 \cdot 9,81} + 1,36 - \frac{0,686^2}{2 \cdot 9,81} \right) = 31\,070 \text{ Па}.$$

ЗАДАЧА 8

Определить тип и количество насосов ГНС трубопровода длиной $L_{\text{тр}} = 425 \text{ км}$ для перекачки 8 млн т нефти в год (плотность $\rho_{\text{н}} = 878 \text{ кг/м}^3$).



Решение

Исходной величиной при выборе диаметра трубопровода является годовой план перекачки. В табл. 1.7 приведены основные рекомендуемые параметры магистральных трубопроводов при изотермической перекачке. Верхние пределы пропускной способности соответствуют меньшей кинематической вязкости, а рабочее давление определяется характеристикой насосов, их количеством и способом соединения. Высоковязкие нефтепродукты перед перекачкой необходимо предварительно подогревать.

Расчётное количество рабочих дней в году n_p для магистральных трубопроводов приводится в табл. 1.8.

По табл. 1.7 выбираем диаметр трубы нефтепровода, равный 530 мм. Для нефтепровода протяжённостью 425 км с трубой данного диаметра расчётное количество дней n_p работы в году в соответствии с табл. 1.8 равно 356.

Часовая пропускная способность трубопровода определяется по формуле

$$Q_{\text{ч}} = \frac{G_{\text{г}}}{24n_p\rho_p} = \frac{8 \cdot 10^9}{24 \cdot 356 \cdot 878} = 1066 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В соответствии с найденной производительностью выбираем насосы для оснащения насосных станций: основные – НМ 1250-260 и подпорные – НПВ 1250-60 с наибольшим диаметром ротора (табл. ПЗ и П4).

Напор этих насосов при расчётной часовой подаче в соответствии с формулой (5.10) раздела 1 составляет

$$H_{\text{НПВ}} = 74,8 - 9,5 \cdot 10^{-6} \cdot 1066^2 = 64 \text{ м};$$

$$H_{\text{НМ}} = 316,8 - 41,9 \cdot 10^{-6} \cdot 1066^2 = 269,2 \text{ м}.$$

Рабочее давление $p_{\text{ГНС}}$ на выходе головной насосной станции

$$p_{\text{ГНС}} = \rho_p g (m_{\text{НМ}} H_{\text{НМ}} + H_{\text{НПВ}}) =$$

$$= 878 \cdot 9,81 (3 \cdot 269,2 + 64) = 7,5 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $m_{\text{НМ}} = 3$ – принятое количество основных насосов на станции.



Таблица 1.7

Нефтепроводы			Нефтепродуктопроводы		
Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Рабочее давление, МПа	Пропускная способность, млн т/год	Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Рабочее давление, МПа	Пропускная способность, млн т/год
529 (4...10)	5,4...6,5	6...8	219 (4...7)	9...10	0,7...0,9
630 (5...12)	5,2...6,2	10...12	273 (4...8)	7,5...8,5	1,3...1,6
720 (6...14)	5...6	14...18	325 (4...8)	6,7...7,5	1,8...2,2
820 (7...16)	4,8...5,8	22...26	377 (4...9)	5,5...6,5	2,5...3,2
920 (8...16)	4,6...5,6	32...36	426 (4...9)	5,5...6,5	3,5...4,8
1020 (9...12)	4,6...5,6	42...50	529 (4...10)	5,5...6,5	6,5...8,5
1220 (11...20)	4,4...5,4	70...78			

Таблица 1.8

Протяжённость, км	Диаметр нефтепровода, мм	
	До 820 включительно	Свыше 820
До 250	357	355
От 250 до 500	356/355	353/351
От 500 до 700	354/352	351/349
Свыше 700	352/350	349/350

Запорная арматура на нефтепроводах рассчитана на давление 6,4 МПа. Поскольку условие непревышения давления, создаваемого насосами, над допустимым давлением запорной арматуры ($p_{\text{ГНС}} < p_{\text{зап}}$) не выполняется, необходимо просчитать вариант с применением ротора меньшего диаметра.

Суммарный избыточный напор $\Delta H_{\text{изб}}$ составляет

$$\Delta H_{\text{изб}} = \frac{p - p_{\text{зап}}}{\rho g} = \frac{(7,5 - 6,4) \cdot 10^6}{878 \cdot 9,81} = 128,9 \text{ м.}$$

Так как допустимый кавитационный запас насосов НМ 1250-60 составляет 20 м, то напор подпорных насосов можно существенно уменьшить. При использовании подпорного насоса с ротором



диаметром 475 мм величина создаваемого им напора в соответствии с формулой (1.9)

$$H_{\text{НПВ1}} = 59,9 - 8,9 \cdot 10^{-6} \cdot 1066^2 = 49,8 \text{ м},$$

а избыточный напор $\Delta H_{\text{изб1}}$ на один основной насос составляет

$$\Delta H_{\text{изб1}} = \frac{\Delta H_{\text{изб}} - (H_{\text{НПВ}} - H_{\text{НПВ}})}{3} = \frac{128,9 - (64 - 49,8)}{3} = 38,2 \text{ м}.$$

При использовании основного насоса с ротором диаметром 395 мм создаваемый им напор $H_{\text{НМ1}}$ составит согласно (1.9)

$$H_{\text{НМ1}} = 271 - 43,9 \cdot 10^{-6} \cdot 1066^2 = 221,1 \text{ м}.$$

Таким образом, напор одного основного насоса уменьшен на

$$H_{\text{НМ}} - H_{\text{НМ1}} = 269,2 - 221,1 = 48,1 \text{ м} > 38,2 \text{ м}.$$

Проверим возможность использования ротора диаметром 418 мм. Для него

$$H_{\text{НМ2}} = 289,8 - 34,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1066^2 = 250,3 \text{ м}.$$

При этом снижение напора $H_{\text{НМ}} - H_{\text{НМ2}} = 269,2 - 250,3 = 18,9 \text{ м} < 38,2 \text{ м}$, что недостаточно.

Таким образом, рабочее давление головной насосной станции составляет

$$\begin{aligned} P_{\text{ГНС}} &= \rho_p g (m_{\text{НМ}} H_{\text{НМ}} + H_{\text{НПВ}}) = \\ &= 878 \cdot 9,81 (3 \cdot 221,1 + 49,8) = 6,14 \cdot 10^6 \text{ Па}. \end{aligned}$$

ЗАДАЧА 9

Определить количество насосных станций на нефтепроводе по условиям и результатам решения задачи 8, если трубопровод относится к категории II, а вязкость нефти $\nu = 0,977 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Решение

Полагая, что для нефтепровода использованы трубы из стали 13ГС, по табл. П7 находим, что для этих труб $\sigma_{\text{вр}} = 510 \text{ МПа}$;



$\sigma_T = 353$ МПа ; коэффициент надёжности по материалу $k_1 = 1,34$, а трубы диаметром 530 мм выпускаются с толщинами стенок $\delta = 8, 9$ и 10 мм. Коэффициент надёжности по назначению трубопровода $k_2 = 1$ (при $D_{\text{нар}} \leq 1000$ мм $k_2 = 1$, при $D_{\text{нар}} = 1200$ мм $k_2 = 1,05$), а так как трубопровод относится к категории II, то согласно табл. П8 коэффициент условий работы $m_0 = 0,75$.

Величина расчётного напряжения σ , возникающего в металле трубы при перекачке, определяется как [4]

$$\sigma = \sigma_{\text{вр}} \frac{m_0}{k_1 k_2} = 510 \cdot 10^6 \frac{0,75}{1,34 \cdot 1} = 285,5 \text{ МПа}, \quad (1.23)$$

где $\sigma_{\text{вр}}$ – нормативное напряжение в металле трубы и сварных соединений (табл. П7, П9, П10).

Расчётную толщину стенки трубопровода без учёта влияния перепада температур по длине трубопровода определяют по формуле [4]

$$\delta = \frac{k_{\text{нагр}} p D_{\text{нар}}}{2(k_{\text{нагр}} p + \sigma)} = \frac{1,15 \cdot 6,14 \cdot 10^6 \cdot 0,53}{2(1,15 \cdot 6,14 \cdot 10^6 + 285,5 \cdot 10^6)} = 6,4 \text{ мм}, \quad (1.24)$$

где p – рабочее (избыточное) давление; $D_{\text{нар}}$ – наружный диаметр трубы; $k_{\text{нагр}}$ – коэффициент надёжности по нагрузке ($k_{\text{нагр}} = 1,15$ для нефте- и нефтепродуктопроводов, работающих по системе «из насоса в насос», $k_{\text{нагр}} = 1,1$ – во всех остальных случаях).

Принимаем окончательную толщину стенки $\delta = 9$ мм. Тогда внутренний диаметр трубы нефтепровода

$$d_{\text{вн}} = D_{\text{нар}} - 2\delta = 530 - 2 \cdot 9 = 512 \text{ мм}.$$

Для выяснения характера протекания нефти в трубопроводе необходимо по формуле (2.15) раздела 2 рассчитать число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вн}} v_p} = \frac{4 \cdot 1066 / 3600}{3,14 \cdot 0,512 \cdot 0,977 \cdot 10^{-4}} = 7540.$$

Поскольку $\text{Re} > 2320$, течение – турбулентное.



Чтобы определить величину гидравлического сопротивления трубы нефтепровода, необходимо найти первое переходное число Рейнольдса, для чего предварительно нужно рассчитать относительную шероховатость:

$$\varepsilon = \frac{k_3}{d_{\text{вн}}} = \frac{0,2}{512} = 3,9 \cdot 10^{-4},$$

где k_3 – эквивалентная шероховатость (табл. П11).

Первое переходное число Рейнольдса согласно [4]

$$\text{Re}_1 = \frac{10}{\varepsilon} = \frac{10}{3,9 \cdot 10^{-4}} = 25\,641.$$

Так как $\text{Re}_1 > \text{Re}$, то течение нефти происходит в зоне гидравлически гладких труб. Поэтому коэффициент гидравлического сопротивления вычисляется по формуле [4]

$$\lambda = 0,3164 / \text{Re}^{0,25} = 0,3164 / 7540^{0,25} = 0,034.$$

Поскольку потери напора вследствие наличия гидравлического сопротивления принято заменять условным гидравлическим уклоном i , его значение в зависимости от характера протекания нефти можно рассчитать по формуле [4]

$$i = \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \frac{v^2}{2g} = \frac{0,034}{0,512} \frac{1,44^2}{2 \cdot 9,81} = 0,00702, \quad (1.25)$$

где $v = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 1066 / 3600}{3,14 \cdot 0,512^2} = 1,44$ м/с – скорость перемещения нефти по трубе.

Полные потери в трубопроводе рассчитываются по формуле [4]

$$\begin{aligned} H_{\text{тр}} &= k_{\text{мест}} i L_{\text{тр}} + \Delta Z + n_3 H_{\text{КП}} = \\ &= 1,02 \cdot 0,00702 \cdot 425 \cdot 10^3 + 0 + 1 \cdot 30 = 3043,2 \text{ м}, \end{aligned}$$

где $k_{\text{мест}} = 1,02$ – коэффициент учёта местных сопротивлений в трубопроводе; $\Delta Z = 0$ – разность нивелирных отметок конечной и



начальной точки трассы нефтепровода; $H_{\text{КП}} = 30$ м – величина напора в конечной точке трассы нефтепровода.

Расчётное количество насосных станций на трубопроводе определяется согласно [4] по формуле

$$n_{\text{ст}} = \frac{H_{\text{тр}} - n_{\text{э}} H_{\text{НПВ}}}{m_{\text{НМ}} H_{\text{НМ}}} = \frac{3043,2 - 1 \cdot 49,8}{3 \cdot 221,1} = 4,5.$$

Принимаем $n_{\text{ст}} = 5$.

Поскольку принятое количество станций превышает расчётное значение, целесообразно определить количество основных насосов на них с целью корректировки комплектации ими насосных станций. Для этого необходимо построить зависимости $H_{\text{тр}}(Q)$ и $H_{\Sigma\text{н}}(Q)$, точка пересечения которых и определит оптимальное суммарное количество насосов.

Результаты расчётов для построения характеристик нефтепровода и насосных станций сведены в табл. 1.9, а кривые при общем числе работающих насосов $n_{\text{НМ}} = 12, 13, 14$ и 15 – на рис. 1.1.

Таблица 1.9

Q , м ³ /ч	$H = 1,02iL_{\text{тр}} + \Delta Z +$ $+ n_{\text{э}} H_{\text{КП}}$, м	$H = H_{\text{НПВ}} + m_{\text{НМ}} H_{\text{НМ}}$, м, при $m_{\text{НМ}}$			
		12	13	14	15
400	327,1	3230,1	3494,1	3758,1	4022,1
600	897,3	3121,8	3377	3632,2	3887,4
800	1622,5	2970,5	3213,4	3456,3	3699,2
1000	2503,2	2776,1	3003,2	3230,3	3457,4
1200	3527	2538,7	2746,5	2954,3	3162,1
1400	4687,6	2258,2	2443,2	2628,2	2813,2

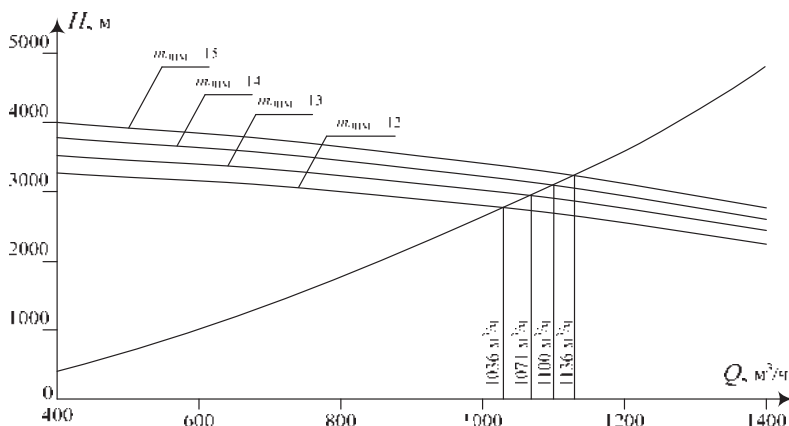


Рис 1 1

На рис. 1.1 показана также характеристика нефтепровода. Видно, что при данном количестве работающих насосов производительность нефтепровода составляет соответственно 1036, 1071, 1100 и 1136 м³/ч. Таким образом, проектная производительность нефтепровода обеспечивается при работе на станциях 13 насосов.

При распределении этого количества насосов по станциям необходимо руководствоваться следующим [4]:

- большее их число должно быть установлено на станциях, расположенных в начале трубопровода, а меньшее – на его конце;
- для удобства обслуживания линейной части четвертый и пятый перегоны между станциями должны быть примерно одинаковой длины.

Исходя из сказанного выбираем следующую схему комплектования насосных станций магистральными насосами: 3 – 3 – 3 – 2 – 2.

ЗАДАЧА 10

Выполнить расстановку насосных станций по трассе нефтепровода по условиям задачи 8 с учётом того, что разность нивелирных отметок конца и начала трубопровода $\Delta Z = -125,5$ м и перевальная точка отсутствует.

Решение

Вычисляем длину первого перегона, на который хватило бы напора магистральных насосов головной станции $H_{\text{ГНС}} = m_{\text{НМ}} H_{\text{НМ}}$



при условии, что нефтепровод горизонтальный, по формуле

$$L_1 = \frac{H_{\text{ГНС}}}{1,02i} = \frac{663,3}{(1,02 \cdot 0,00702)} = 92\,634 \text{ м.}$$

Дальнейшие расчёты целесообразно произвести графическим путём, для чего обратимся к рис. 1.2.

В начале нефтепровода (точка A_1) по оси ординат откладываем отрезок $A_1 - B_1$, пропорциональный напору магистральных насосов головной станции $H_{\text{ГНС}} = 663,3$ м, а по оси абсцисс в некотором масштабе – отрезок $A_1 - A_2$, пропорциональный длине первого перегона $L_1 = 92\,634$ м. Линия $B_1 - A_2$ и есть гидравлический уклон нефтепровода с учётом местных сопротивлений.

В точке пересечения линии гидравлического уклона с профилем трассы (точка A_2) располагается промежуточная насосная станция НС2. Восстанавливая из этой точки перпендикуляр и откладывая на нём отрезок $A_2 - B_2$, пропорциональный напору магистральных насосов этой станции $H_{\text{НС2}} = H_{\text{ГНС}} = 663,3$ м, получаем точку B_2 , из которой проводим прямую $A_3 - B_2$ гидравлического уклона нефтепровода, параллельную прямой $A_2 - B_1$. В точке пересечения прямой с трассой трубопровода находится промежуточная насосная станция НС3.

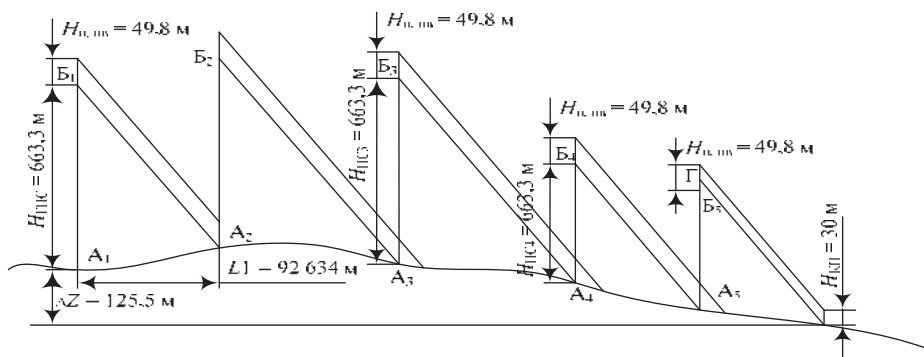


Рис 1 2



Положение промежуточных насосных станций НС4 и НС5 определяется аналогично, с тем лишь отличием, что создаваемые этими станциями напоры $H_{НС4} = H_{НС5} = 2 \cdot 221,1 = 442,2$ м.

Расстановка насосных станций выполнена правильно, если проведённая из точки Г на отрезке $A_5 - B_5$ линия гидравлического уклона пересекает трассу трубопровода в конечной её точке.

Аналогично выполняется расстановка станций в пределах каждого эксплуатационного участка, когда таких участков несколько.

ЗАДАЧА 11

Определить возможность использования первого по ходу (подпорного) насоса для схемы перекачивающей станции, показанной на рис. 1.3. Перекачивается нефть, имеющая плотность $\rho_n = 860$ кг/м³ с кинематической вязкостью $\nu = 25 \cdot 10^{-6}$ м²/с, с расходом $Q = 1100$ м³/ч насосами НПВ1250-60. Принять, что наиболее удалённый резервуар находится на расстоянии $L_c = 870$ м от подпорного насоса, а остальные величины: $z_p = 5$ м, $z_{п.н} = -1,5$ м, $k_3 = 0,2$ мм. Нефть с температурой начала кипения $T_{кип} = 315$ К перекачивается при температуре $T = 293$ К.

Решение

Как известно, для нормальной работы насоса необходимо, чтобы минимальное давление $p_{вх}$ на входе в него превышало давление $p_{п.}$, при котором происходит парообразование нефти, на величину, соответствующую разности допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{доп}$ и скоростного напора её на входе в насос в соответствии с формулой (1.19). Поэтому следует проверить, обладает ли установленный подпорный насос необходимой всасывающей способностью в условиях преодоления потоком нефти местных сопротивлений трубопроводной сети станции.

Согласно [4] величина давления на входе насоса связана с потерями напора в элементах сети соотношением

$$\frac{p_{вх}}{\rho_n g} = \frac{p_a}{\rho_n g} + z_p - z_{п.н} + H_{взл} - \frac{v_{вх}^2}{2g} - \Sigma h_T - \Sigma h_{мс} =$$



$$= \frac{101\,325}{860 \cdot 9,81} + 5 - (-1,5) + 0,3 - \frac{0,61^2}{2 \cdot 9,81} - 4,79 - 2,43 = 12,4 \text{ м}, \quad (3.26)$$

где $z_p = 5 \text{ м}$ и $z_{п.н} = -1,5 \text{ м}$ – геодезические высоты соответственно дна резервуара и оси входного патрубка насоса; $H_{взл} = 0,3 \text{ м}$ – высота вслива (уровень) нефти в резервуаре; $v_{вх}$ – скорость нефти на входе в насос; $D_1 = 0,8 \text{ м}$ – диаметр входного отверстия насоса; Σh_T – потери от действия сил трения в трубопроводе; $\Sigma h_{м.с}$ – потери от действия местных сопротивлений в трубопроводе.

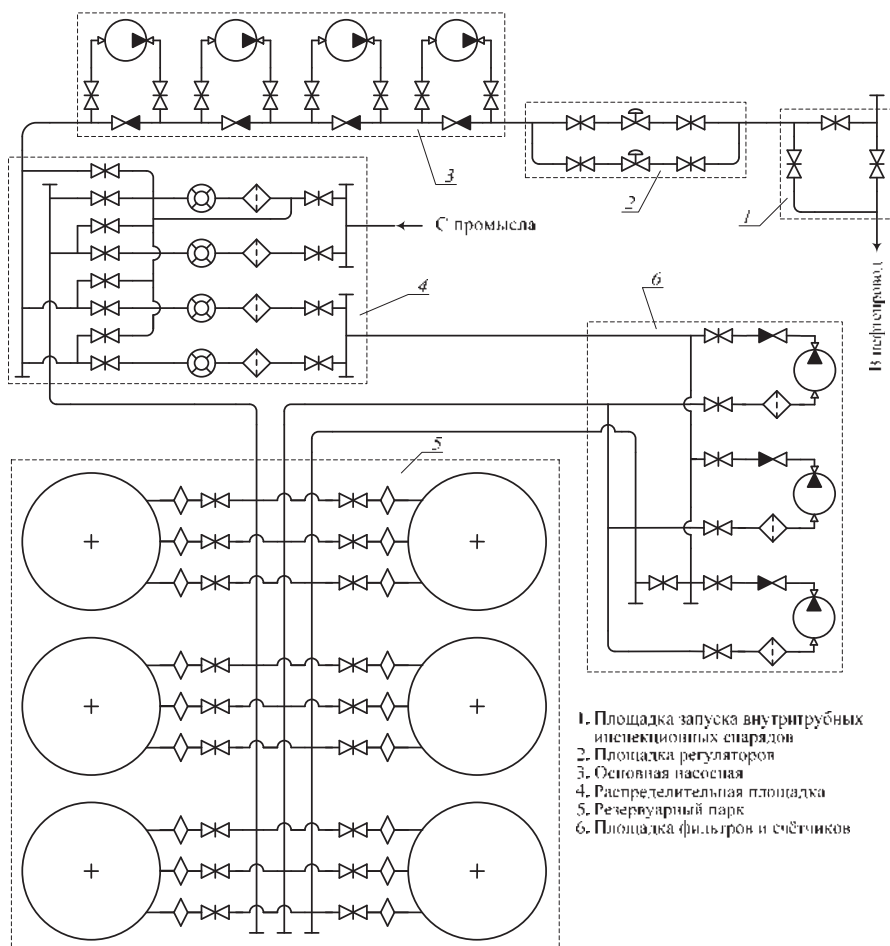


Рис. 1.3



Для определения скорости нефти на входе в насос воспользуемся правилом неразрывности потока, в соответствии с которым

$$v_{\text{вх}} = v \left(\frac{d_{\text{вн}}}{D_1} \right)^2 = 1,49 \left(\frac{0,512}{0,8} \right)^2 = 0,61 \text{ м/с},$$

где $v = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 1100 / 3600}{3,14 \cdot 0,512^2} = 1,49 \text{ м/с}$ – скорость нефти в трубопроводе.

Потери, обусловленные гидравлическим уклоном i , определяются коэффициентом гидравлического сопротивления λ , зависящим от числа Рейнольдса:

$$\lambda = 0,11 \left(\varepsilon + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(3,9 \cdot 10^{-4} + \frac{68}{30\,515} \right)^{0,25} = 0,0249,$$

где число Рейнольдса для трубопровода в соответствии с (1.15)

$$\text{Re} = \frac{v D_2}{\nu} = \frac{1,49 \cdot 0,512}{25 \cdot 10^{-6}} = 30\,515$$

и для входа в насос

$$\text{Re}_{\text{вх}} = \frac{v D_2}{\nu} = \frac{0,61 \cdot 0,8}{25 \cdot 10^{-6}} = 19\,552.$$

Величина гидравлического уклона в соответствии с (2.25)

$$i = \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \frac{v^2}{2g} = \frac{0,0249}{0,512} \frac{1,49^2}{2 \cdot 9,81} = 5,5 \text{ ‰},$$

а потери напора – $\Sigma h_{\text{т}} = i L_{\text{с}} = 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot 870 = 4,79 \text{ м}$.



Согласно технологической схеме (рис. 1.3) на пути нефти от резервуара до насоса местные сопротивления возникают в следующих элементах сети:


- на выходе нефти из резервуара;
- в однолинзовом компенсаторе;
- в шести задвижках;
- в тройнике на слияние;
- в четырёх тройниках с поворотом;
- в двух отводах на 90° ;
- в двух фильтрах;
- на входе в вертикальный насос.

Согласно [1] величины местных сопротивлений являются функцией числа Рейнольдса и вычисляются через коэффициенты ξ :


- для выхода из резервуара $\xi_{\text{рез}} = 0,92$;
- для однолинзового компенсатора

$$\xi_{\text{компл}} = 0,153 + 5964 / \text{Re} = 0,153 + 5964 / 30\,515 = 0,348;$$

- для полностью открытой задвижки $\xi_{\text{зав}} = 0,15$;
- для тройника:

– с поворотом  $\xi_{\text{тр. пов}} = 1,3$,

– на проход  $\xi_{\text{тр. пр}} = 1,1$,

– на слияние  $\xi_{\text{тр. пр}} = 3$;

- для отвода на 90°

$$\begin{aligned} \xi_{90} &= 0,35 + 3,58 \cdot 10^{-3} \exp[3,56 \cdot 10^{-5} (150\,000 - \text{Re})] = \\ &= 0,35 + 3,58 \cdot 10^{-3} \exp[3,56 \cdot 10^{-5} (150\,000 - 30\,515)] = 0,602; \end{aligned}$$

- для фильтра:
 - светлых нефтепродуктов $\xi_{\text{тр. пр}} = 1,7$,



– тёмных нефтепродуктов $\xi_{\text{тр. пр}} = 2,2$;

- на входе в вертикальный насос двустороннего всасывания

$$\xi_{\text{вх}} = \begin{cases} 2,15 \cdot 10^8 \text{Re}_{\text{вх}}^{-1,68} & \text{при } \text{Re} \leq 32\,000; \\ 5 & \text{при } \text{Re} > 32\,000; \end{cases}$$

- для диффузоров

$$\xi_{\text{диф}} = \begin{cases} 0,148 \text{Re} / (\text{Re} - 4660) & \text{при } d_2 / d_1 = 1,1; \\ 0,132 \text{Re} / (\text{Re} - 16\,520) & \text{при } d_2 / d_1 = 1,2; \\ 0,147 \text{Re} / (\text{Re} - 16\,700) & \text{при } d_2 / d_1 = 1,4; \end{cases}$$

- для конфузоров ориентировочно можно принять

$$\xi_{\text{конф}} = 0,5 \xi_{\text{диф}}.$$

Для рассчитываемого варианта

$$\xi_{\text{вх}} = 2,15 \cdot 10^8 \text{Re}_{\text{вх}}^{-1,68} = 2,15 \cdot 10^8 \cdot 30\,515^{-1,68} = 13,3;$$

$$\xi_{\text{диф}} = 0,147 \text{Re} / (\text{Re} - 16\,700) =$$

$$= 0,147 \cdot 30\,515 / (30\,515 - 16\,700) = 0,325$$

и

$$\xi_{\text{конф}} = 0,5 \xi_{\text{диф}} = 0,5 \cdot 0,325 = 0,163.$$

Таким образом, сумма величин местных сопротивлений

$$\Sigma \xi = 0,92 + 0,348 + 6 \cdot 0,15 + 3 + 4 \cdot 1,3 + 2 \cdot 0,602 +$$

$$+ 2 \cdot 2,2 + 0,163 + 13,3 = 29,4,$$



а суммарные потери от местных сопротивлений

$$\Sigma h_{\text{м.с}} = \Sigma \xi \frac{v^2}{2g} = 21,5 \frac{1,49^2}{2 \cdot 9,81} = 3,3 \text{ м.}$$

Величина давления на входе в насос по условию парообразования в соответствии с (1.19)

$$\frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} \geq \frac{p_{\text{п}}}{\rho g} + \Delta h_{\text{доп}} - \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g} = \frac{45956}{860 \cdot 9,81} + 1,21 - \frac{0,61^2}{2 \cdot 9,81} = 6,64 \text{ м, (1.27)}$$

где согласно (1.20)

$$\begin{aligned} p_{\text{п}} &= p_{\text{атм}} \exp \left[10,53 \left(1 - \frac{T_{\text{кип}}}{T} \right) \right] = \\ &= 101\,325 \exp \left[10,53 \left(1 - \frac{315}{293} \right) \right] = 45\,956 \text{ Па,} \end{aligned}$$

а соответствующий ему напор

$$h_{\text{п}} = \frac{p_{\text{п}}}{\rho_{\text{н}} g} = \frac{45\,956}{860 \cdot 9,81} = 5,45 \text{ м.}$$

Допустимый кавитационный запас согласно (3.21) и (3.22)

$$\Delta h_{\text{доп. н}} = \Delta h_{\text{доп. в}} - k_h (\Delta h_t - \Delta h_v) = 2,2 - 1,1 \cdot (1 - 0,019) = 1,21 \text{ м,}$$

где $\Delta h_{\text{доп. в}} = 2,2 \text{ м}$ – допустимый кавитационный запас по воде (табл. П5);

$$\Delta h_t = 0,471 h_{\text{п}}^{0,45} = 0,471 \cdot 5,45^{0,45} = 1 \text{ м;}$$

$$\Delta h_v = \xi_{\text{вх}} \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g} = 1 \frac{0,61^2}{2 \cdot 9,81} = 0,019 \text{ м,}$$



где $\xi = 1$, так как согласно (2.15)

$$\text{Re}_H = \frac{nD_2^2}{\nu} = \frac{3000 \cdot 0,525^2}{60 \cdot 25 \cdot 10^{-6}} = 551\,250 > 9330.$$

Так как величина входного давления, рассчитанного по формуле (1.26), превышает величину давления по парообразованию (1.27), то всасывающая способность подпорного насоса обеспечивается.

1.4. РАСЧЁТ ТРУБОПРОВОДА

В задачу технологического расчета трубопроводов входит определение оптимальных параметров трубопровода (диаметр трубопровода, давление нагнетания насосных станций, толщина стенки трубы, количество насосных станций); расположение перекачивающих станций по трассе трубопровода; расчет режимов эксплуатации трубопровода.

Расчётную толщину стенки трубопровода определяют по формуле

$$\delta = \frac{k_{\text{нагр}} p D_{\text{нар}}}{2(k_{\text{нагр}} p + \psi \sigma)}, \quad (1.28)$$

где

$$\psi = \sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{|\sigma_{\text{пр}}|}{\sigma_{\text{вр}}} \right)^2} - 0,5 \frac{|\sigma_{\text{пр}}|}{\sigma_{\text{вр}}}, \quad (1.29)$$

где $\sigma_{\text{пр}} = -\alpha E \Delta T + 0,3 \frac{k_{\text{нагр}} p d_{\text{вн}}}{\delta}$ – напряжения в трубе от продольных усилий, обусловленных перепадом температур; $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$; $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости стали; ΔT – расчётный температурный перепад; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы.



Абсолютные значения величин положительного и отрицательного перепада определяются по формулам

$$\Delta T_{(+)} = \frac{\mu \sigma_{\text{вр}}}{\alpha E} \quad \text{и} \quad \Delta T_{(-)} = \frac{(1-\mu) \sigma_{\text{вр}}}{\alpha E}, \quad (1.30)$$

где $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона.

Полученное расчётное значение толщины трубы округляется до ближайшего большего стандартного значения.

ЗАДАЧА 12

Определить толщину стенки нефтепродуктопровода диаметром 530 мм и длиной 160 км без промежуточных насосных станций, рассчитанного на рабочее давление $p = 6,4$ МПа. Температура перекачиваемого нефтепродукта $T_{\text{н}} = 282$ К.

Решение

По табл. П7 находим, что для нефтепровода можно использовать прямошовную трубу с контролируемой прокаткой, изготовленную из стали 08ГБЮ ($\sigma_{\text{вр}} = 510$ МПа, $\sigma_{\text{т}} = 350$ МПа) или стали 09ГБЮ ($\sigma_{\text{вр}} = 550$ МПа, $\sigma_{\text{т}} = 380$ МПа).

При этом способе изготовления в соответствии с таблицей $k_1 = 1,4$. Для диаметра трубопровода 530 мм $k_2 = 1$, а коэффициент условий работы $m_0 = 0,9$.

Расчётное сопротивление металла согласно [4] для стали 08ГБК

$$\sigma = \sigma_{\text{вр}} \frac{m_0}{k_1 k_2} = \frac{510 \cdot 10^6 \cdot 0,9}{1,4 \cdot 1} = 327,9 \text{ МПа}, \quad (1.31)$$

где $k_2 = 1$ – коэффициент надёжности по назначению нефтепровода (для труб с $D_{\text{н}} \leq 1000$ мм $k_2 = 1$, при $D_{\text{н}} > 1000$ мм $k_2 = 1,05$).

Поскольку в нефтепроводе нет промежуточных перекачивающих насосных станций, коэффициент надёжности по нагрузке



$k_{\text{нагр}} = 1,1$. Тогда по формуле (1.28), полагая $\psi = 1$, определяем предварительное расчётное значение толщины стенки трубопровода

$$\delta = \frac{1,1 \cdot 6,4 \cdot 10^6 \cdot 0,530}{2(1,1 \cdot 6,4 \cdot 10^6 + 327,9 \cdot 10^6)} = 0,0056 \text{ м.}$$

Полученное расчётное значение толщины стенки округляем до ближайшего большего по сортаменту, равного, например, $\delta = 0,007 \text{ м}$. Так как округление произведено до наибольшего стандартного значения с запасом, то нет необходимости рассматривать применение стали 09ГВЮ.

Значения максимального положительного и максимального отрицательного температурных перепадов находим по формуле (2.30):

$$\Delta T_{(+)} = \frac{0,3 \cdot 327,9}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 2,06 \cdot 10^5} = 39,8 \text{ град}$$

и

$$\Delta T_{(-)} = \frac{(1 - 0,3)327,9}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 2,06 \cdot 10^5} = 92,9 \text{ град.}$$

В дальнейшем расчёте используется большая из величин $\Delta T = 92,9 \text{ град}$.

Величина продольных осевых сжимающих напряжений определяется согласно [1] как

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{пр}} = & -\alpha E \Delta T + 0,3 \frac{k_{\text{нагр}} p D_{\text{н}}}{\delta} = -12 \cdot 10^{-6} \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 92,9 + \\ & + 0,3 \frac{1,1 \cdot 6,40,530}{0,007} = -69,7 \text{ МПа.} \end{aligned}$$



Знак «минус» указывает на наличие напряжений от осевых сжимающих усилий. Поэтому необходимо скорректировать принятое ранее значение коэффициента ψ по формуле (1.29):

$$\psi = \sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{69,7}{327,9} \right)^2} - 0,5 \frac{69,7}{327,9} = 0,877.$$

Тогда в соответствии с формулой (1.28) расчётная величина толщины стенки трубопровода

$$\delta = \frac{1,1 \cdot 6,4 \cdot 10^6 \cdot 0,530}{2(1,1 \cdot 6,4 \cdot 10^6 + 0,877 \cdot 327,9 \cdot 10^6)} = 0,00634 \text{ м.}$$

Таким образом, ранее принятая толщина стенки $\delta = 0,007$ м может быть принята как окончательный результат.

Глава 2

ГАЗООБРАЗНЫЕ УГЛЕВОДОРОДЫ

При транспортировке газообразных углеводородов возникают проблемы с определением параметров элементов газопроводов, аналогичные тем, что были рассмотрены при проектировании сжиженных углеводородов [10, 11]:

- определение физических параметров газа;
- расчёт параметров трубопровода (диаметра и толщины стенок и т. д.);
- определение пропускной способности трубопровода;
- подбор оборудования компрессорных станций;
- определение расстояния между станциями по длине трубопровода и т. д.

В отличие от транспортировки нефти и нефтепродуктов, которая производится, как правило, по одностанционной схеме, перекачка газов осуществляется в большинстве случаев по многостанционной схеме. Это налагает определённые требования на состав оборудования компрессорных станций.

Кроме того, более высокая степень взрыво- и пожароопасности газа приводит к необходимости выполнять расчёты по оценке утечек газа вследствие образования неплотностей или порывов в трубопроводе, определению объёма газа на участке трубопровода, времени опорожнения трубопровода и т. д.

Пропускная способность газопровода в сутки (в миллионах кубических метров в сутки) определяется согласно (2.1) раздела 2.

Теоретический коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода в ней

$$\lambda = 1,05\lambda_{\text{тр}}, \quad (2.1)$$



где 1,05 – поправочный коэффициент, учитывающий сопротивление линейных кранов и многониточных переходов; $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления трубы при течении газа.

Для ламинарного режима ($\text{Re} < 2 \cdot 10$)

$$\lambda_{\text{тр}} = 64 / \text{Re}; \quad (2.2)$$

- для зоны гладкостенного режима ($\text{Re} = 2 \cdot 10 \dots 4 \cdot 10$)

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,067(158 / \text{Re})^{0,2} = 0,1844 / \text{Re}^{0,2}; \quad (2.3)$$

- для зоны смешанного или переходного режима ($\text{Re} > 4 \cdot 10$)

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,067(158 / \text{Re} + 2k_{\text{э}} / d)^{0,2} = 0,067(158 / \text{Re} + \varepsilon)^{0,2}, \quad (2.4)$$

где $k_{\text{э}}$ – эквивалентная шероховатость, т. е. средняя высота линейных размеров выступов (для новых газопроводов $k_{\text{э}} = 0,03$ мм); $\varepsilon = 2k_{\text{э}} / D$ – относительная шероховатость;

- для зоны квадратичного режима

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,067(2k_{\text{э}} / d)^{0,2} = 0,067\varepsilon^{0,2}. \quad (2.5)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления в функции числа Рейнольдса Re и шероховатости ε можно определить по номограмме, показанной на рис. 2.1.

Число Рейнольдса определяется, как было сказано ранее, по формуле

$$\text{Re} = \frac{4Q_{\text{сут}}}{\pi d \nu}, \quad (2.6)$$

где $Q_{\text{сут}}$ – пропускная способность газопровода, млн $\text{м}^3/\text{сут.}$; ν – кинематическая вязкость газа, $\text{м}^2/\text{с}$.

Пропускная способность газопровода для граничных условий течения газа (между переходным и квадратичным режимом) при $k_{\text{э}} = 0,03$ мм может быть определена по рис. 2.2.

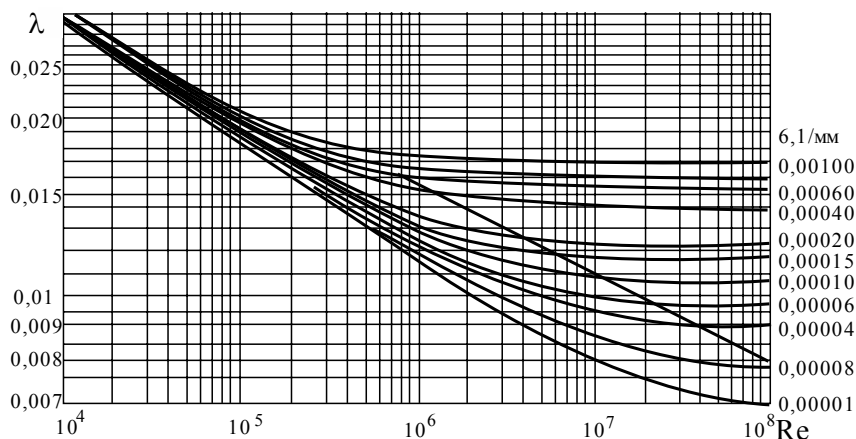


Рис. 2.1

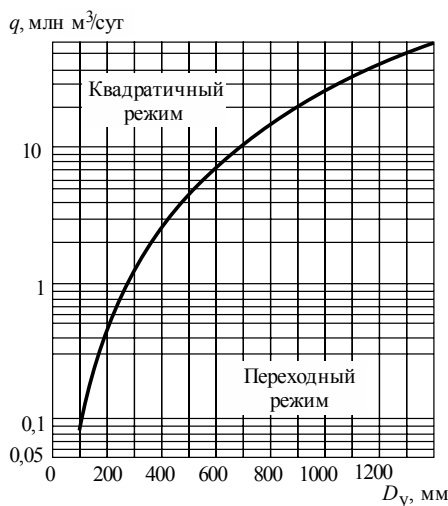


Рис. 2.2

Для эквивалентной шероховатости $k_3 = 0,03$ мм коэффициент гидравлического сопротивления в трубах различного диаметра в функции расхода газа можно найти по рис. 2.3.

При квадратичном режиме течения теоретический коэффициент гидравлического сопротивления λ можно определить по рис. 2.4.

Значение коэффициента сжимаемости газа z_{cp} для диапазонов температур $T_1 = 298 \dots 323$ К, $T_2 = 283 \dots 298$ К и $T_3 = 323 \dots 348$ К,



а также среднее давление газа $p_{\text{ср}}$ в зависимости от начального $p_{\text{н}}$ и конечного $p_{\text{к}}$ давлений можно определить по рис. 2.5.

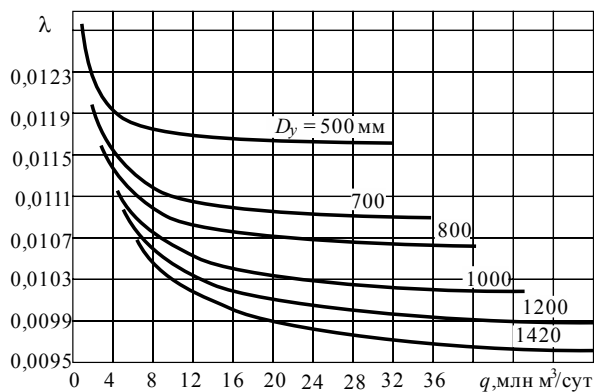


Рис. 2.3

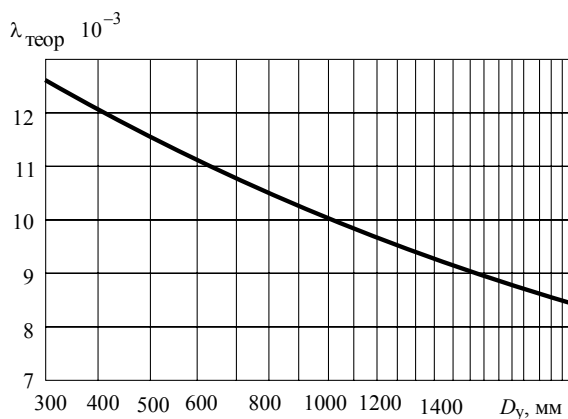


Рис. 2.4

Пропускная способность односточных газопроводов разного диаметра (при определённых одинаковых условиях) приведена в табл. 2.1.

Таблица 2.1

d , мм	200	300	350	400	500	600	700	800	1000	1200
Q , млн м³/сут	0,78	1,32	1,96	2,78	4,97	7,95	12	16,8	30	48,2

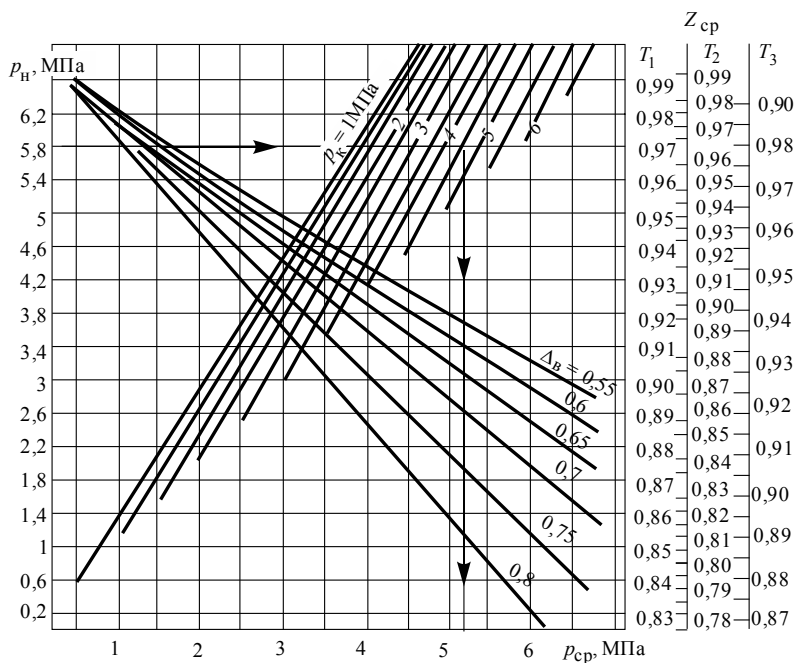


Рис. 2.5

При гидравлических расчётах сложный газопровод с переменным диаметром заменяют эквивалентным газопроводом с постоянным диаметром, который имеет такую же пропускную способность при тех же начальном и конечном давлениях.

Взаимосвязь параметров эквивалентного и конкретного однониточных газопроводов определяется выражением

$$\frac{d_3^5}{l_3} = \frac{1}{\sum_{i=1}^s (l_i / d_i^5)},$$

где d_3 – внутренний диаметр трубы эквивалентного газопровода; l_3 – длина эквивалентного газопровода; s – количество участков трубопровода; l_i и d_i – соответственно длина и внутренний диаметр труб i -го участка.

Коэффициент расхода (отношение пропускной способности одного газопровода к пропускной способности другого при одина-



ковых параметрах и свойствах транспортируемого газа и квадратичном законе течения)

$$n = Q_1 / Q_2 = d_1^5 / d_2^5.$$

Пропускная способность одной нитки многониточного газопровода

$$Q_i = \frac{Q_\Sigma}{\sum_{i=1}^m n_i} n_i,$$

где Q_i и Q_Σ – пропускная способность соответственно i -й нитки газопровода и суммарная; n_i – коэффициент расхода i -й нитки.

Значения коэффициентов расхода n газопроводов различного диаметра по отношению к газопроводам с условным диаметром d_y , равным 700, 1000, 1200 мм, приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

D_y , мм	n (700)	n (1000)	n (1200)	D_y , мм	n (700)	n (1000)	n (1200)	D_y , мм	n (700)	n (1000)	n (1200)
50	0,0010	–	–	350	0,1649	0,0652	0,0406	900	1,9410	0,7678	0,4779
100	0,0064	–	–	400	0,2334	0,0923	0,0574	1000	2,5278	1,0000	0,6224
150	0,0182	–	–	500	0,4169	0,1649	0,0904	1200	4,0608	1,6064	1,0000
200	0,0385	0,0152	–	600	0,6698	0,2649	0,1649	1400	6,0629	2,3984	1,4930
250	0,0688	0,0271	–	700	1,0000	0,3956	0,2462	1600	8,5794	3,3940	2,1127
300	0,1105	0,0437	0,0272	800	1,4151	0,5598	0,3484				

Для однопниточного газопровода, имеющего участки с разными диаметрами:

$$l_3 = \sum_{i=1}^s l_i (d_3 / d_i)^5 = \sum_{i=1}^s (l_i / n_i^2), \quad (2.7)$$

где n_i – коэффициент расхода i -го участка.



Для упрощения расчёта сложного многониточного газопровода его можно заменить эквивалентным однониточным (с условным диаметром D_y , равным 700, 1000 и 1200 мм), имеющим ту же пропускную способность при тех же начальном и конечном давлениях.

Эквивалентная длина сложного многониточного газопровода

$$l_3 = \sum_{i=1}^s \frac{l_i}{\left(\sum_{j=1}^m d_j^{2,5} \right)^2} d_3^5, \quad (2.8)$$

где s – количество участков; l_i – длина i -го участка; m – количество ниток на участке; d_j – диаметр j -й нитки на i -м участке; d_3 – диаметр эквивалентного газопровода.

Для определения такого расчётного параметра газотрубопровода, как толщина его стенки δ , можно воспользоваться соотношением [11]

$$\delta = \frac{k_{\text{нагр}} p_n D_{\text{нар}}}{2(k_{\text{нагр}} p_n + \sigma)}, \quad (2.9)$$

где $k_{\text{нагр}} = 1,1$ – коэффициент надёжности по нагрузке; $D_{\text{нар}}$ – наружный диаметр трубы; $\sigma = \sigma_{\text{вр}} \frac{m_0}{k_1 k_2}$ – напряжение, возникающее в стенке трубы под давлением; p_n – давление в начале трубопровода.

Остальные компоненты формулы определяются согласно экспликациям к формуле (1.30).

ЗАДАЧА 1

Определить суточную пропускную способность новой трубы газопровода длиной 100 км из трубы с внутренним диаметром $d = 700$ мм при давлении в начале $p_n = 7,5$ МПа и в конце – $p_k = 5,8$ МПа. Принять среднюю температуру газа равной $t = 15$ °С.



Решение

Для решения воспользуемся выражением (2.2) раздела 2, связывающего между собой основные геометрические размеры трубопровода и параметры перекачиваемого газа:

$$Q_{\text{сут}} = 105,1 d^{2,6} \sqrt{\frac{p_{\text{н}}^2 - p_{\text{к}}^2}{\lambda \Delta_{\text{в}} T_{\text{ср}} z_{\text{ср}} L}} =$$
$$= 105,1 \cdot 0,7^{2,6} \sqrt{\frac{7,8^2 - 5,6^2}{0,0096 \cdot 0,63 \cdot 288 \cdot 0,99}} = 172 \text{ млн м}^3,$$

где $\lambda = 0,012$ – коэффициент гидравлического сопротивления, вычисленный по формуле (2.3). Поскольку его значение зависит от числа Рейнольдса согласно формуле (2,8), а для определения его не хватает исходных данных, вычисление по формулам (2.4)–(2.7) исключается. Поэтому приближённое значение было взято из зависимости, приведённой на рис. 2.4; $\Delta_{\text{в}} = 0,63$ – относительная плотность газа по воздуху была определена в соответствии с табл. 2.3, в которой приведены значения величин относительных плотностей газов по воде; $T_{\text{ср}} = 273 + t = 273 + 15 = 288 \text{ К}$ – средняя температура газа в трубопроводе; $z_{\text{ср}} = 0,995$ – средний по длине трубопровода коэффициент сжимаемости газа, определённый по рис. 2.5 по шкале температур T_2 .

Проведённые расчёты справедливы для газопровода, находящегося в идеальном состоянии. Со временем происходит его засорение. Для учёта этого явления вводится понятие гидравлической эффективности E :

$$E = \frac{Q_{\text{факт}}}{Q_{\text{теор}}}.$$



Таблица 2.3

Газ	Температура, °С	Вязкость по отношению к воде при 20 °С
Метан	0	0,01035
	20	0,01201
	100	0,01363
Этан	0	0,00855
Этилен	0	0,00920
Воздух	0	0,01740
	20	0,01900
	100	0,02240
Природный газ	—	0,01200* (приблизительно)
Искусственный газ	—	0,01200* (приблизительно)

Для восстановления эффективности регулярно производится чистка трубы.

ЗАДАЧА 2

Определить внутренний диаметр трубы трёхниточного газопровода для перекачки природного газа на расстояние $L = 85$ км. Суточный расход газа $Q_{\text{сут}} = 20$ млн м³. Принять среднюю температуру газа по длине трубопровода $t = 12$ °С, а величины начального и конечного давлений в трубе такими же, как в предыдущей задаче.

Решение

Для решения задачи опять воспользуемся видоизменённым выражением (2.1) раздела 2, учитывая, что все нитки газопровода выполнены из трубы одного диаметра. Тогда величина суточной пропускной способности нитки составит:

$$Q_{\text{н. сут}} = Q_{\text{сут}} / 3 = 20 / 3 = 6,67 \text{ млн т.}$$



Внутренний диаметр трубы рассчитывается по выражению

$$d = 2,5 \sqrt{\frac{Q_{\text{н. сут}}}{105,1}} \sqrt{\frac{\lambda \Delta_{\text{в}} T_{\text{ср}} z_{\text{ср}} L}{p_{\text{н}}^2 - p_{\text{к}}^2}} =$$

$$= 2,5 \sqrt{\frac{6,67}{105,1}} \sqrt{\frac{0,012 \cdot 0,63 \cdot 285 \cdot 0,955 \cdot 85}{5,6^2 - 3,8^2}} = 0,53 \text{ м},$$

где $T_{\text{ср}} = 273 + 12 = 288 \text{ К}$.

Значения остальных компонентов формулы с учётом ранее сделанных комментариев были приняты такими же, как и в предыдущей задаче.

ЗАДАЧА 3

Определить расстояние между компрессорными станциями одностанционного газопровода для перекачки газа объёмом 25 млн м³/сут с температурой 15 °С по трубе с внутренним диаметром $d = 820$ мм при начальном и конечном давлении в трубе соответственно 7,5 МПа и 5,6 МПа.

Решение

Преобразуем выражение (2.1) раздела 2 относительно расстояния между компрессорными станциями:

$$L = \left(\frac{105,1}{Q_{\text{сут}}} \right)^2 d^5 \frac{p_{\text{н}}^2 - p_{\text{к}}^2}{\lambda \Delta_{\text{в}} T_{\text{ср}} z_{\text{ср}}} =$$

$$= \left(\frac{105,1}{25} \right)^2 \cdot 0,82^5 \frac{7,5^2 - 5,6^2}{0,011 \cdot 0,63 \cdot 288 \cdot 0,99} = 82,6 \text{ км},$$

где коэффициент $\lambda = 0,011$ был определён по рис. 2.3 для расчётной величины суточной пропускной способности и заданного диаметра трубы.



Он может быть определён и по рис. 2.4 с учётом формулы (2.1), либо из выражения (2.4), поскольку течение газа в трубе является переходным в соответствии с рис. 2.2.

В последнем случае необходимо знать шероховатость трубы, а в случае проектирования нового газопровода принять её равной $k_3 = 0,003$ мм. Тогда в соответствии с (2.1) и (2.4)

$$\begin{aligned}\lambda &= 1,05\lambda_{\text{тр}} = 1,05 \cdot 0,067(158 / \text{Re} + \varepsilon)^{0,2} = \\ &= 1,05 \cdot 0,067(158 / \text{Re} + 2k_3 / d)^{0,2} = \\ &= 1,05 \cdot 0,067 \left[158 / (3,7 \cdot 10^6) + 2 \cdot 0,03 / 820 \right]^{0,2} = 0,0106,\end{aligned}$$

$$\text{где } \text{Re} = \frac{4Q_{\text{сут}}}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 10^6 / (24 \cdot 3600)}{3,14 \cdot 0,82 \cdot 0,0121 \cdot 10^{-3}} = 4,5 \cdot 10^6 \quad \text{и} \quad \varepsilon = 7,3 \cdot 10^{-5};$$

$\nu = 0,01 \cdot 10^{-3}$ – вязкость метана согласно табл. 2.4 для заданной температуры газа в трубе.

Таблица 2.4

Вязкость	Температура				
ν , Па · с	150 К	200 К	250 К	300 К	400 К
Водяной пар	–	–	–	0,00000913	0,0000132
Воздух	0,0000103	0,0000132	0,0000160	0,0000185	0,0000230
Метан	–	0,00000776	0,00000953	0,0000112	0,0000142
Пропан	–	–	0,0000071	0,0000083	0,0000095
Этан	–	0,00000643	0,00000796	0,00000945	0,0000122
Этилен	–	0,0000071	0,0000088	0,0000104	0,0000135

В соответствии с рис. 2.1 для рассчитанных Re и ε $\lambda = 0,011$.

ЗАДАЧА 4

По исходным данным задачи 1 с учётом того, что наружный диаметр трубы газопровода $D_{\text{нар}} = 700$ мм, определить толщину стенки.



Решение

Толщина стенки трубы может быть определена на основе соотношения (2.11):

$$\delta = \frac{k_{\text{нагр}} p_{\text{н}} D_{\text{нар}}}{2(k_{\text{нагр}} p_{\text{н}} + \sigma)} = \frac{1,1 \cdot 7,5 \cdot 10^6 \cdot 0,7}{2(1,1 \cdot 7,5 \cdot 10^6 + 327,9 \cdot 10^6)} = 17,5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

где значение σ определено по выражению (1.30).

Неполный сортамент труб приведён в табл. 2.5.

ЗАДАЧА 5

Рассчитать эквивалентную длину газопровода (рис. 2.6), приняв за эквивалентный $d_3 = 700$ мм. Диаметры труб даны в миллиметрах (мм), длины – в километрах (км).

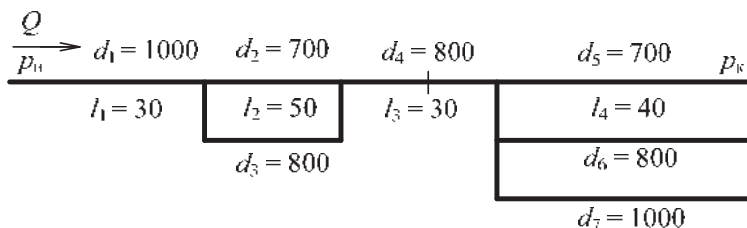


Рис. 2.6

Таблица 2.5

$D_{\text{нар}} \times \delta$									
108×3	114×3	159×3	168×3	219×3	273×3	325×3	377×	426×	478×
×4	×4	×4	×4	×4	×4	×4	×4	×4	×4
×5	×5	×5	×5	×5	×5	×5	×5	×5	×5
×6	×6	×6	×6	×6	×6	×6	×6	×6	×6
—	—	—	×7	×7	×7	×7	×7	×7	×7
—	—	—	—	×8	×8	×8	×8	×8	×8
—	—	—	—	—	—	×9	×9	×9	×9
—	—	—	—	—	—	×10	×10	×10	×10
—	—	—	—	—	—	—	—	×11	



Окончание табл. 2.5

$D_{\text{нар}} \times \delta$									
529×	630×	720×	820×	920×	1020×	1120×	1220×	1420×	
×4	×4	—	—	—	—	—	—	—	
×5	×5	—	—	—	—	—	—	—	
×6	×6	×6	×6	×6	—	—	—	—	
×7	×7	×7	×7	×7	×7	×7	—	—	
×8	×8	×8	×8	×8	×8	×8	—	—	
×9	×9	×9	×9	×9	×9	×9	—	×9	
×10	×10	×10	×10	×10	×10	×10	×10	×10	
×11	×11	×11	×11	×11	×11	×11	×11	×11	
—	—	—	×12	×12	×12	×12	×12	×12	
—	—	—	—	×13	×13	×13	×13	×13	
—	—	—	—	—	×14	×14	×14	×14	
—	—	—	—	—	—	—	—	×15	
—	—	—	—	—	—	—	—	×16	

Решение

Задача может быть решена двумя способами: непосредственно через диаметры участков труб согласно (2.10) либо через коэффициенты расхода участков согласно (2.9):

- при решении первым способом

$$l_9 = \left[\frac{l_1}{d_1^5} + \frac{l_2}{(d_2^{2,5} + d_3^{2,5})^2} + \frac{l_3}{d_4^5} + \frac{l_4}{(d_5^{2,5} + d_6^{2,5} + d_7^{2,5})^2} \right] d_9^5 =$$

$$= \left[\frac{30}{1^5} + \frac{50}{(0,7^{2,5} + 0,8^{2,5})^2} + \frac{30}{0,8^5} + \frac{40}{(0,7^{2,5} + 0,8^{2,5} + 1^{2,5})^2} \right] 0,7^5 =$$

$$= 32,35 \text{ км};$$



- при решении вторым способом

$$\begin{aligned}
 l_3 &= \left[\frac{l_1}{n_1^2} + \frac{l_2}{(n_2 + n_3)^2} + \frac{l_3}{n_4^2} + \frac{l_4}{(n_5 + n_6 + n_7)^2} \right] = \\
 &= \left[\frac{30}{2,5278^2} + \frac{50}{(1+1,4151)^2} + \frac{30}{1,4151^2} + \frac{40}{(1+1,4151+2,5278)^2} \right] = \\
 &= 30,155 \text{ км.}
 \end{aligned}$$

ЗАДАЧА 6

Рассчитать диаметр d трубы газопровода при расходе $Q = 35$ тыс. м³/ч, начальном и конечном давлении соответственно $p_n = 7,5$ МПа и $p_k = 3,5$ МПа. Длина трубопровода $L = 100$ км.

Решение

Для определения диаметра воспользуемся известной формулой Weymouth:

$$Q = 0,00256 \sqrt{\frac{(p_n^2 - p_k^2) d^{5\frac{1}{2}}}{GL}}, \quad (2.10)$$

где Q – часовой расход газа, тыс. м³; p_n и p_k – давление, кг/см²; d – диаметр в дюймах; $G = 0,65$ – удельный вес газа (по отношению к воздуху); L – длина трубы, км.

После перевода исходных величин из метрической системы (с учётом того, что $l' = 2,54$ мм) и преобразования формула приобретает вид

$$d = 273,3 \sqrt[5,5]{\frac{Q^2 GL}{p_n^2 - p_k^2}} = 273,3 \sqrt[5,5]{\frac{35^2 \cdot 0,65 \cdot 100}{73,575^2 - 34,335^2}} = 467 \text{ мм.}$$



ЗАДАЧА 7

Рассчитать величину объёма газа, закачанного в обыкновенный газотрубопровод длиной $L = 50$ км диаметром $D_{\text{нар}} = 1420$ мм, если величина давления в начале и конце трубопровода соответственно $p_{\text{н}} = 5,5$ МПа и $p_{\text{к}} = 3,5$ МПа, а средняя его температура составляет $T = 15$ °С.

Решение

Поскольку объём трубопровода зависит от внутреннего диаметра трубы d , необходимо определить толщину δ её стенки, которая рассчитывается на определённое давление. Так как величина давления в трубе в данной задаче совпадает с давлением газа по задаче 4, то воспользуемся результатом расчёта, на основе которого $\delta = 17,5$ мм. Тогда внутренний диаметр трубы составит

$$d = D_{\text{нар}} - 2\delta = 1440 - 2 \cdot 17,5 = 1405 \text{ мм}.$$

Для определения объёма закачанного газа воспользуемся выражением [11]

$$\begin{aligned} V &= 0,14597 \frac{d^2 L}{T} \left(p_{\text{н}} + p_{\text{к}} - \frac{p_{\text{н}} p_{\text{к}}}{p_{\text{н}} + p_{\text{к}}} \right) = \\ &= 0,14597 \frac{1405^2 \cdot 50}{15} \left(53,955 + 34,335 - \frac{53,955 \cdot 34,335}{53,955 + 34,335} \right) = \\ &= 57 \text{ млн м}^3. \end{aligned}$$

ЗАДАЧА 8

Рассчитать эквивалентную длину сложного газотрубопровода, параметры которого (длины участков даны в километрах, а диаметры – в миллиметрах) приведены на рис. 2.7.



Рис. 2.7



Решение

При расчётах газотрубопроводов с переменным сечением труб для упрощения вычислений целесообразно привести диаметры к некоторому эквивалентному, в качестве которого может быть взят, например, диаметр трубы одного из участков.

Из уравнения Weymouth следует, что соотношение между диаметрами D и длинами L двух труб описывается выражением

$$L_2 = L_1 \frac{D_2^{5\frac{1}{2}}}{D_1^{5\frac{1}{2}}}.$$

Примем за эквивалентный диаметр $D = 700$ мм. Тогда длина приводимого участка диаметром $D = 1000$ мм составит

$$L_2 = L_1 \frac{D_2^{5\frac{1}{2}}}{D_1^{5\frac{1}{2}}} = 50 \frac{700^{5\frac{1}{2}}}{1000^{5\frac{1}{2}}} = 7 \text{ км}.$$

Таким образом, длина эквивалентного газопровода диаметром 700 мм составит

$$L_1 + L_2 = 30 + 7 = 37 \text{ км}.$$

ЗАДАЧА 9

Рассчитать диаметры труб сложного газотрубопровода, параметры которого (длины участков L_i даны в километрах, а расходы Q_i – в кубических метрах на час) приведены на рис. 2.8.

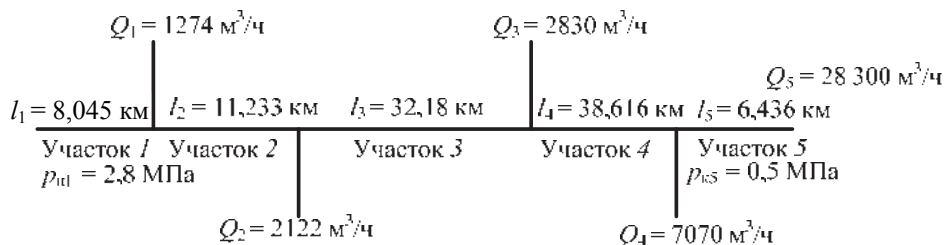


Рис. 2.8



Решение

В основе решения задачи лежит определение параметров некоторого газопровода, обеспечивающего требуемую подачу газа каждому из потребителей, при условии равенства общей потери давления в нём суммарным потерям на каждом из участков.

Расход газа на первом участке линии в соответствии с уравнением (2.10)

$$Q_1 = 2,56 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{(p_{\text{н}1}^2 - p_{\text{к}1}^2) D^{5\frac{1}{2}}}{GL_1}}.$$

Преобразуем это выражение относительно давления, учитывая, что конечное давление на предыдущем участке равно начальному на последующем. Тогда получим

$$Q_1^2 L_1 = (2,56 \cdot 10^{-6})^2 \frac{D^{5\frac{1}{2}}}{G} (p_{\text{н}1}^2 - p_{\text{н}2}^2) = K (p_{\text{н}1}^2 - p_{\text{н}2}^2),$$

где

$$K = (2,56 \cdot 10^{-6})^2 \frac{D^{5\frac{1}{2}}}{G}. \quad (2.11)$$

Аналогично для участков 2, 3, 4, 5:

$$\left. \begin{aligned} Q_2^2 L_2 &= K (p_{\text{н}2}^2 - p_{\text{н}3}^2); \\ Q_3^2 L_3 &= K (p_{\text{н}3}^2 - p_{\text{н}4}^2); \\ Q_4^2 L_4 &= K (p_{\text{н}4}^2 - p_{\text{н}5}^2); \\ Q_5^2 L_5 &= K (p_{\text{н}5}^2 - p_{\text{к}5}^2). \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$



Суммируя полученные выражения и приравнявая результат к эквивалентному газопроводу длиной L , приходим к соотношению

$$\sum_{i=1}^{i=5} Q_i^2 L_i = K (p_{н1}^2 - p_{к5}^2) = Q^2 L, \quad (2.13)$$

где $L = 8,045 + 11,233 + 32,18 + 38,616 + 6,436 = 96,51$ км, на основе которого можно рассчитать Q^2 :

$$Q^2 = \sum_{i=1}^{i=5} \frac{L_i}{L} Q_i^2,$$

а по его величине – давление в начале и конце каждого из участков трубопровода, используя формулу (2.12).

Для упрощения расчёта сведём все промежуточные результаты в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Номер участка	Длина участка, км	Расход газа, тыс. м ³ /ч	Q_i^2	$\frac{L_i}{L}$	$Q_i^2 L_i$
5	6,436	28,3	801	0,0667	53
4	38,616	35,37	1251	0,4001	500
3	32,18	38,2	1459	0,3334	486
2	11,233	40,32	1626	0,1168	190
1	8,045	41,6	1730	0,0833	144
Σ	96,51			1	1373

Подставив результаты расчётов из табл. 2.6 в уравнение (2.11), получим численное значение коэффициента K_1

$$K_1 = \frac{Q^2 L}{(p_{н1}^2 - p_{к5}^2)} = \frac{1373 \cdot 96,51}{(28,7^2 - 5,1^2)} = 166,11, \quad (2.14)$$

где размерность давления – [кг/см²].



Диаметр трубы на участке 1 определяется по выражению (2.11):

$$d_1 = \sqrt[5]{\frac{K \cdot G}{(2,56 \cdot 10^{-6})^2}} = \sqrt[5]{\frac{166,11 \cdot 0,65}{(2,56 \cdot 10^{-6})^2}} = 253 \text{ мм.}$$

В соответствии с (2.12) конечные давления при том же диаметре трубы на остальных участках составят:

- участок 2:

$$p_{н2} = p_{к1} = \sqrt{p_{н1}^2 - \frac{Q_1^2 L_1}{K}} = \sqrt{28,7^2 - \frac{1730 \cdot 8,045}{166,11}} = 27,2 \text{ кг/см}^2;$$

- участок 3:

$$p_{н3} = p_{к2} = \sqrt{p_{н2}^2 - \frac{Q_2^2 L_2}{K}} = \sqrt{27,2^2 - \frac{1626 \cdot 11,233}{166,11}} = 25,1 \text{ кг/см}^2;$$

- участок 4:

$$p_{н4} = p_{к3} = \sqrt{p_{н3}^2 - \frac{Q_3^2 L_3}{K}} = \sqrt{25,1^2 - \frac{1459 \cdot 32,18}{166,11}} = 18,6 \text{ кг/см}^2;$$

- участок 5:

$$p_{н5} = p_{к4} = \sqrt{p_{н4}^2 - \frac{Q_4^2 L_4}{K}} = \sqrt{18,6^2 - \frac{1251 \cdot 38,616}{166,11}} = 7,5 \text{ кг/см}^2.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Коршак А.А.* Ресурсо- и энергосбережение при транспортировке и хранении углеводородов: учебник. – Ростов н/Д: Феникс, 2016. – 412 с. – (Высшее образование).
2. *Дурнов П.И.* Насосы, вентиляторы, компрессоры. – Киев; Одесса: Вища школа, 1985. – 264 с.
3. *Черкасский В.М., Романова Т.М., Кауль Р.А.* Насосы, компрессоры, вентиляторы: учебное пособие для энергетических вузов и факультетов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Энергия, 1968. – 304 с.
4. *Калинушкин М.П.* Насосы и вентиляторы: учебное пособие для вузов по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция». – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1987. – 176 с.
5. Типовые расчёты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов: учебное пособие для вузов / П.И. Тугунов, В.Ф. Новосёлов, А.А. Коршак, А.М. Шаммазов. – 2-е изд., перераб. – Уфа: Дизайн-ПолиграфСервис, 2002. – 658 с.
6. Трубопроводный транспорт нефти и газа: учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Р.А. Алиев, В.Д. Белоусов, А.Г. Немудров, В.А. Юфин, Г.И. Яковлев. – М.: Недра, 1988. – 368 с.
7. *Коннова Г.В.* Оборудование транспорта и хранение нефти и газа: учебное пособие для вузов. – Ростов н/Д: Феникс, 2006. – 128 с. – (Высшее образование).
8. *Скафтымов Н.А.* Основы газоснабжения. – Л.: Недра, 1975. – 343 с.
9. *Преображенский Н.И.* Сжиженные углеводородные газы. – Л.: Недра, 1975. – 279 с.
10. *Герашенко И.О., Липидус А.Л.* Сланцевый газ: революция не состоялась // Вестник Российской академии наук. – 2014. – Т. 84, № 5. – С. 430–433.
11. *Волков М.М., Михеев А.Л., Конев К.А.* Справочник работника газовой промышленности. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра, 1989. – 286 с.
12. Справочник по газовому делу. Т. 2 / под общ. ред. В.А. Соколова. – М.; Л.: ОНТИ. Гл. ред. горно-топливной лит., 1940. – 424 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Т а б л и ц а П I

Средние температурные поправки плотности и коэффициент объёмного расширения

Плотность ρ_{293} , кг/м ³	Темпера- турная поправка ξ_2 кг/(м ³ ·°К)	Коэффи- циент объёмного расшире- ния β_p , 1/°К	Плотность ρ_{293} , кг/м ³	Темпера- турная поправка ξ_2 кг/(м ³ ·°К)	Коэффи- циент объёмного расшире- ния β_p , 1/°К
700...709	0,897	0,001263	890...899	0,647	0,000722
710...719	0,884	0,001227	900...909	0,638	0,000699
720...729	0,870	0,001193	910...919	0,620	0,000677
730...739	0,857	0,001160	920...929	0,607	0,000656
740...749	0,844	0,001128	930...939	0,594	0,000635
750...759	0,831	0,001098	940...949	0,581	0,000615
760...769	0,818	0,001068	950...959	0,567	0,000594
770...779	0,805	0,001039	960...969	0,554	0,000574
780...789	0,792	0,001010	970...979	0,541	0,000555
790...799	0,778	0,000981	980...989	0,528	0,000536
800...809	0,765	0,000952	990...999	0,515	0,000518
810...819	0,752	0,000924	1000...1009	0,502	0,000499
820...829	0,738	0,000896	1010...1019	0,489	0,000482
830...839	0,725	0,000868	1020...1029	0,476	0,000464
840...849	0,712	0,000841	1030...1039	0,463	0,000447
850...859	0,699	0,000818	1040...1049	0,450	0,000431
860...869	0,686	0,000793	1050...1059	0,437	0,000414
870...879	0,673	0,000769	1060...1069	0,424	0,000386
880...889	0,660	0,000746	1070...1079	0,411	0,000382



Таблица П2

Теплофизические свойства нефтей и нефтепродуктов

Нефть и нефте- продукты	Плотность, кг/м^3	Кинематическая вязкость ($\text{м}^2/\text{с}$) $\cdot 10^{-4}$ при температуре К							Температура за- стывания, К
		283	293	303	313	323	333	343	
Нефть:									
приволжская	823	0,238	0,0835	0,0509	0,0346	0,0269	—	—	275
мухановская	840	—	0,0765	0,0565	0,0443	0,0346	—	—	265
узенская	848	—	28,8	2,7	0,24	—	—	—	300
ромашкинская	862	0,307	0,1422	0,12	0,09	0,059	—	—	273
арланская	892	0,684	0,397	0,26	0,176	0,135	—	—	257
воткинская	921	—	1,633	0,8167	0,5227	0,2821	—	—	262
Керосин	780	0,05	0,0328	—	0,025	—	—	—	213
Дизельное топ- ливо:									253
ДЗ	845	0,07	0,05	0,031	—	—	—	—	
ДЛ	835	0,08	0,06	0,050	0,042	—	—	—	
ДА	830	0,05	0,03	0,027	0,024	—	—	—	
Бензины:									
Б-70 (авиаци.)	785	0,008	0,007	—	0,0056	—	0,004	—	—
АИ-93	760	5 0,007	0,0063	0,0057	0,0053	—	6 —	—	—
ТС-1 (реактив.)	775	—	0,0125	—	—	—	—	—	—

Таблица П3

Справочные данные по спиральным насосам*

Типоразмер насоса	Ротор (Q_n)	Коэффициенты в формуле (2.9)								Параметры, мм			n
		H_0 , м	a , $\frac{\text{ч}}{\text{м}^2}$	$b \cdot 10^{-6}$, $\frac{\text{ч}^2}{\text{м}^5}$	$a_{0\text{в}}$, м	$b_{0\text{в}}$	$c_{0\text{в}} \cdot 10^{-2}$	$c_{1\text{в}} \cdot 10^{-4}$, $\frac{\text{ч}}{\text{м}^3}$	$c_{2\text{в}} \cdot 10^{-8}$, $\frac{\text{ч}^2}{\text{м}^6}$	b_2	D_1	D_2	
НМ 1250-260**	0,7	216,4		40,9	0,092	0,76	9,63	14,3	-69,6		353	418	62
	1	289,8		34,8	0,092	0,76	20,6	11,3	-50	-/-	418		71
	1,25	327,7		25,0	1,17	0,46	34,1	627	-21,7	-/-	450		79
НМ 2500-230	0,5	246,7		16,8	1,41	0,39	24,8	644	-16,9		512	425	77
	0,7	248,7		7,61	1,97	0,35	-79,35	15,8	-37	-/-	405		93
	1	258,8		8,59	1,26	0,42	26,2	485	-9,7	-/-	405		117
	1,25	371		14,9	1,26	0,42	18,8	403	-6,2	-/-	450		123



Окончание табл. ПЗ

Типоразмер насоса	Ротор (Q_n)	Коэффициенты в формуле (2.9)								Параметры, мм			n_z
		H_0 , м	a_z , $\frac{м^2}{м^2}$	$b \cdot 10^{-6}$, $\frac{м^2}{м^2 \cdot м^2}$	$a_{0в}$, м	$b_{0в}$	$c_{0в} \cdot 10^{-2}$	$c_{1в} \cdot 10^{-4}$, $\frac{м^3}{м^3}$	$c_{2в} \cdot 10^{-8}$, $\frac{м^3}{м^3 \cdot м^6}$	b_2	D_1	D_2	
НМ 3600-230	0,5	279		16,3	5,11	0,25	12,7	669	-15,7		-/-	450	93
	0,7	270,3		6,7	4,33	0,27	-10,5	750	-14,7		-/-	430	109
	1	276,8		7,1	0,92	0,47	34,3	332	-5,15		-/-	425	143
	1,25	319,1		5,43	$4,9 \cdot 10^{-7}$	2,18	15,1	4	-4,57		-/-	470	147
НМ 7000-210	0,5	232,9		2,13	0,76	0,52	10,5	3	-3,6	610		450	138
	0,7	281,8		2,84	1,76	0,41	12,1	3	-2,73		-/-	475	165
	1	270,7		1,95	1,49	0,4	-4,03	3	-2,16		-/-	450	211
	1,25	326,6		1,43	$8 \cdot 10^{-4}$	1,25	2,25	2	-1,23		-/-	490	219
НМ 10000-210	0,5	251,3		1,72	0,11	0,71	27,4	1,5	-1,0	990		465	165
	0,7	304		2,08	$5,3 \cdot 10^{-3}$	1,05	26,1	1,6	-1,07		-/-	496	196
	1	279,9		0,85	$1,64 \cdot 10^{-5}$	1,65	14,6	1,4	-0,68		-/-	480	249
	1,25	346,8		0,99	$1,63 \cdot 10^{-5}$	1,62	18,0	1,4	-0,65		-/-	520	282

* Насосы НМ – спиральные центробежные горизонтального исполнения с двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу и двухзавитковым отводом её от колеса.

** Частота вращения роторов всех насосов – 3000 1/мин.

Таблица П4

Техническая характеристика спиральных насосов

Типоразмер насоса	Насос						Электродвигатель		
	Номинальный режим					Масса, кг	Тип	Мощность, кВт	Масса, кг
	Q_n , $\frac{м^3}{ч}$	H , м	n , 1/мин	$\Delta h_{золь}$, м	КПД, %				
НМ 1250-260	1250	260	3000	20	80	2800	СТДП 1600-2 УХЛ 4	1600	7630
НМ 2500-230	2500	230		32	86	3920	СТДП 2000-2 УХЛ 4	2000	8030
НМ 3600-230	3600	230		38	87	4490	СТДП 3150-2 УХЛ 4	3150	11 150
НМ 5000-210	5000	210		42	88	4600	СТДП 3150-2 УХЛ 4	3150	12 350
НМ 7000-210	7000	210		52	89	6125	СТДП 6300-2 УХЛ 4	6300	14 750
НМ 10000-210	10 000	210		65	89	9795	СТДП 8000-2 УХЛ 4	8000	23 000
НМ 10000-210 со сменным ротором	12 500	210		87	87	9795	СТДП 8000-2 УХЛ 4	8000	23 000



Таблица П5

Техническая характеристика спиральных насосов

Типоразмер насоса	Насос						Электродвигатель		
	Номинальный режим					Масса, кг	Тип	Мощность кВт	Масса, кг
	Q , м ³ /ч	H , м	n , 1/мин	$\Delta h_{\text{доль}}$, м	КПД, %				
НПВ 150-60	150	60	2975	3	72		2В250М-2У2		
НПВ 300-60	300	60	2975	3	75		2В250М-2У2		
НПВ 600-60	600	60	1485	4	77		ВАОВ-560М-4У1		
НПВ 1250-60	1250	60	1500	2,2	76	11 940	ВАОВ-500М-4У1	400	5000
НПВ 2500-80	2500	80		3,2	82	11 870	ВАОВ-630Л-4У1	800	7500
НПВ 3600-90	3600	90		4,8	84	17 000	ВАОВ-710Л-4У1	1250	9800
НПВ 5000-120	5000	120		5	85	16 700	ВАОВ-800Л-4У1	2000	13 200

Таблица П6

Справочные данные по спиральным насосам типа НПВ

Типоразмер насоса	Коэффициенты в формуле (2.9)								Параметры, мм			n_s
	H_0 , м	a , ч/м ²	$b \cdot 10^{-6}$, ч ² /м ⁵	$a_{0в}$, м	$b_{0в}$	$c_{0в} \cdot 10^{-2}$	$c_{1в} \cdot 10^{-4}$, ч/м ³	$c_{2в} \cdot 10^{-8}$, ч ² /м ⁶	b_2	D_1	D_2	
НПВ 150-60	78,5	—	836	3	—	—4,9	0,99	—31,5	—	307	230	103
	63,9	—	875	3	—	7,07	0,73	—23,5	—	307	207	130
НПВ 300-60	78,5	—	199	4	—	1	0,47	—7,51	—	307	240	145
	63,1	—	197	4	—	—15,1	0,57	—9,6	—	307	216	190
НПВ 600-60	75,3	—	45	4	—	9,15	0,24	—2,09	—	408	445	103
	62,1	—	47,5	4	—	9,03	0,2	—1,62	—	408	400	127
НПВ 1250-60	74,8	—	9,5	2,3	—	17,2	0,08	—0,24	—	408	525	106
	69,2	—	10,6	2,3	—	17,2	0,08	—0,24	—	408	500	116
	59,9	—	8,9	2,3	—	17,2	0,08	—0,24	—	800	475	127
НПВ 2500-80	79,7	—	1	3,3	—	32,3	0,04	—0,81	—	800	540	121
	96,4	—	4,5	3,3	—	32,3	0,04	—0,81	—	800	515	133
	86,3	—	4,4	3,3	—	32,3	0,04	—0,81	—	800	487	150
НПВ 3600-90	127	—	2,9	4,9	—	—3,64	0,045	—0,064	—	1000	610	133
	112	—	2,6	4,9	—	—3,64	0,045	—0,064	—	1000	580	149
	93,7	—	1,4	4,9	—	—3,64	0,045	—0,064	—	1000	550	169
НПВ 5000-120	151,3	—	1,3	5	—	22,4	0,026	—0,027	—	1000	645	126
	132,7	—	0,099	5	—	22,4	0,026	—0,027	—	1000	613	139
	120,7	—	1	5	—	22,4	0,026	—0,027	—	1000	580	154



Таблица П7

Характеристика труб для нефтепроводов и нефтебаз

Рабочее давление, МПа	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Характеристика материала труб			Коэффициент надёжности k_1
			Марка стали	$\sigma_{вр}$, МПа	σ_T , МПа	
5,4...7,4	1220	10; 11; 12; 13; 14; 15; 16	08ГБЮ, 12ГСБ	510	350	1,4
			09ГБЮ	550	380	
6,3	1020	11,4	13Г1С-У	540	390	1,34
		12,5; 12,9; 15,5; 16				1,47
6,3 5,4 5,4	1020	8; 8,5; 9	К60	588	441	1,4
		9,5; 10; 10,5	17Г1С	510	363	
		11; 11,5; 12				
5,4...7,5	820	8; 9; 10; 11; 12	13Г2АФ	530	363	1,47
5,4...7,5		8,5; 9,2; 10,6; 11,4	17ГС	510		
5,4...7,4		9; 10; 11;12; 13; 14	12ГСБ		350	1,4
7,4	720	7,3; 8,7; 10,8; 12; 14; 16; 20	К60	589	461	1,34
5,4...7,4		8; 9; 10; 11; 12; 13; 14	08ГБЮ	510	350	1,4
5,4...7,4		7,5; 8,1; 9,3; 10; 11; 12	17ГС	510	353	1,47
5,4...7,4	630	8; 9; 10; 11; 12	12Г2С	490	343	1,4
5,4...7,4	530	8; 9; 10	13ГС	510	353	1,34
7,4		7; 7,5; 8; 9; 10	17ГС			529
		7,1; 8,8; 10; 12; 14		1,34		
5,4...7,4			7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14	08ГБЮ, 12ГСБ	510	350

Таблица П8

Коэффициент условий работы для нефтепроводов

Категория нефтепровода	В	I	II	III	IV
Коэффициент условий работы, m_0	0,6	0,75	0,75	0,9	0,9



Таблица П9

Бесшовные трубы

Наруж- ный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Характеристика материала труб			Кoeffи- циент условий работы, k_1
		Марка стали	$\sigma_{вр}$, МПа	σ_t , МПа	
48	4; 5	10	353	216	1,55
60	4; 5; 6	20	431	255	
76	4; 5; 6; 8	10Г2	470	265	
89	4; 5; 6; 7; 8				
108	4; 5; 6; 7; 8				
114	6; 7; 8; 9; 10; 11				
127	6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14				
133	5; 6; 7; 8; 9				
146	11				
152	6; 7; 8; 9; 10; 11; 14; 16				
159	6; 7; 8; 9; 10; 11; 14; 16				
168	11; 12				
194	7; 8; 9; 10; 12				
219	8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 20				

Таблица П10

Бесшовные трубы

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Характеристика материала труб			Коэффициент условий работы, k_1
		Марка стали	$\sigma_{вр}$, МПа	σ_t , МПа	
159	4; 4,5; 5; 5,5	K34	340	210	1,47
168	4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7	K38	380	240	
219	4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8	K42	420	250	
273	4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8	K50	500	350	
325	4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9	K52	520	360	
351	4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10	K55	650	380	
377	4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10	—/—	—/—	—/—	
426	5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10	—/—	—/—	—/—	



Таблица П11

Эквивалентная шероховатость труб

Вид трубы	Состояние трубы	k_z , мм
Бесшовные стальные	Новые чистые	$(0,01 \dots 0,02)/0,014$ *
Сварные стальные	После нескольких лет эксплуатации	$(0,15 \dots 0,3)/0,2$
—//—	Новые чистые	$(0,03 \dots 0,12)/0,05$
—//—	С незначительной коррозией после очистки	$(0,1 \dots 0,2)/0,15$
—//—	Умеренно заржавевшие	$(0,3 \dots 0,7)/0,5$
—//—	Старые заржавевшие	$(0,8 \dots 1,5)/1$
—//—	Сильно заржавевшие или с большими отложениями	$(2 \dots 4)/3$

* В знаменателе указаны средние значения эквивалентной шероховатости.

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

**Бирюков Валерий Викторович
Штанг Александр Александрович**

ОБОРУДОВАНИЕ НЕФТЕГАЗОВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Учебник

Редактор *И.Л. Кескевич*
Выпускающий редактор *И.П. Брованова*
Художественный редактор *А.В. Ладыжская*
Корректор *И.Е. Семенова*
Компьютерная верстка *С.И. Ткачева*

Подписано в печать 07.11.2016
Формат 70 × 100 1/16. Бумага офсетная
Уч.-изд. л. 41,6. Печ. л. 32,25
Тираж 3000 экз. (1-й з-д – 1–100 экз.)
Изд. № 92. Заказ № 735

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции
Издание соответствует коду 95 3000 ОК 005-93 (ОКП)

Издательство Новосибирского государственного
технического университета
630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20
Тел. (383) 346-31-87
E-mail: office@publish.nstu.ru

Отпечатано в типографии
Новосибирского государственного технического университета
630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20