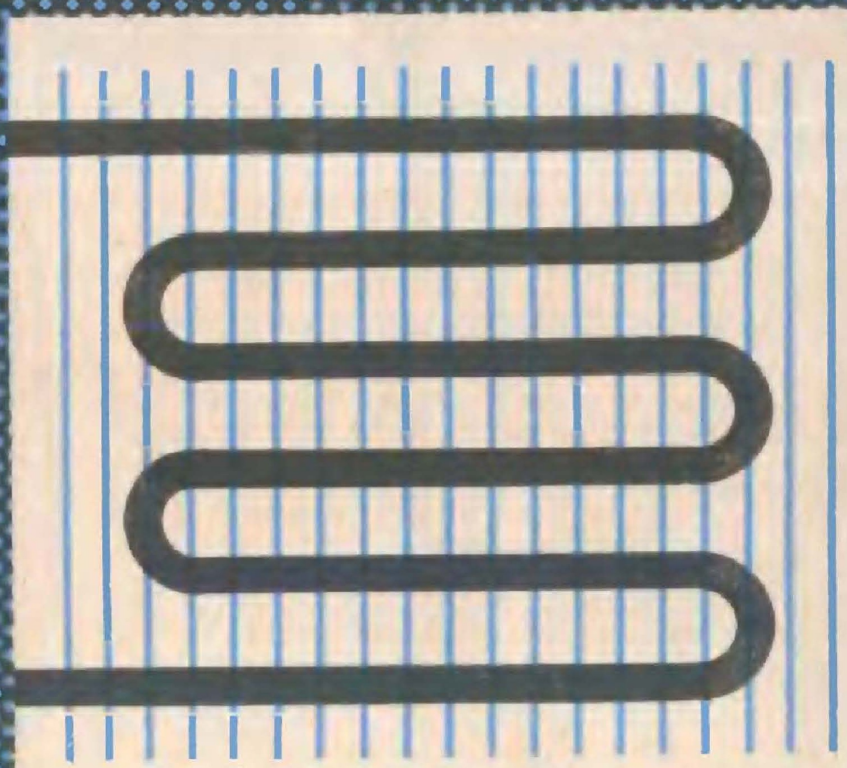
Библиотека СОК



П. КЛЯЙНШМИДТ

АРМАТУРА ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

ARMATUREN FÜR DIE KÄLTETECHNIK

VON DIPL. – ING. PAUL KLEINSCHMIDT



VEB VERLAG TECHNIK
BERLIN 1981

П. КЛЯЙНШМИДТ

АРМАТУРА ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

ПЕРЕВОД С НЕМЕЦКОГО
А. П. БЕЛОХВОСТИКОВОЙ

ПОД РЕДАКЦИЕЙ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК
В.С.УЖАНСКОГО

МОСКВА
ВО "АГРОПРОМИЗДАТ" 1987

ББК 31.392
К 52
УДК 621.56/.59

Кляйншмидт П.

К 52 Арматура для холодильной техники/Пер. с нем. А. П. Белохвостиковой; Под ред. В. С. Ужанского. — М.: Агропромиздат, 1987. — 120 с.: ил.

В книге изложены требования к арматуре для холодильной техники, рассмотрены материалы и конструкция отдельных узлов арматуры, дана ее классификация. Приведены принципы устройства и действия, границы применения отдельных типов арматуры. Описана вспомогательная арматура для осушки и очистки холодильной установки от влаги и загрязнений.

Для специалистов, обслуживающих холодильные установки.

$\text{К}\ \frac{2303050000-257}{035(01)-87}\ 351-87$ **ББК 31.392**

©VEB Verlag Technik, 1981
©Перевод на русский язык, предисловие и примечания
ВО "Агропромиздат", 1987

ПРЕДИСЛОВИЕ К РУССКОМУ ИЗДАНИЮ

Предлагаемый вниманию советского читателя сокращенный перевод книги П. Кляйншмидта является первым изданием на русском языке, посвященным специально арматуре, широко применяемой в холодильной технике. С ее помощью осуществляют ручное и автоматическое управление работой установок, отключают те или иные агрегаты и аппараты на время длительных остановок и ремонтов, обеспечивают безопасную эксплуатацию. Арматура оказывает существенное влияние на важнейшие показатели технического уровня и качества холодильных установок: надежность, степень автоматизации, трудоемкость обслуживания и др.

В СССР в течение длительного времени ведутся разработки и освоение новой, более совершенной арматуры, специально предназначенной для холодильной техники. Основные направления повышения технического уровня арматуры определились в совместной работе Всесоюзного научно-исследовательского института холодильного машиностроения (ВНИИхолодмаша) и Центрального конструкторского бюро арматуростроения (ЦКБА). Ими же осуществляется основной объем научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, включая все виды испытаний в стендовых и эксплуатационных условиях. В этой же работе принимает участие ряд предприятий арматуростроения и холодильного машиностроения.

Технический уровень арматуры для холодильных установок определяется главным образом ее надежностью и массогабаритными характеристиками. По отношению к арматуре надежность надо понимать как способность требуемым образом воздействовать на поток рабочей среды в течение заданного времени или обеспечивать функционирование при заданном числе циклов. При этом важное дополнительное требование состоит в обеспечении герметичности относительно внешней среды. Массогабаритные характеристики являются функцией многих факторов: выбора конструкционных материалов, способа изготовления корпусов (литье, штамповка, сварка), вида присоединения к трубопроводу (штуцер, фланец, сварка, пайка), гидродинамической характеристики. Достижению высоких показателей технического уровня посвящены наиболее важные направления разработок и совершенствования отечественной арматуры для холодильных установок, особенно ручной запорной арматуры, электромагнитных, предохранительных и обратных клапанов.

Ручная запорная арматура находит применение практически в любых холодильных установках и служит для отключения и переключения отдельных участков и аппаратов, организации обводов, зарядки хладагентом и маслом, выпуска масла и неконденсирующихся газов,

отключения измерительных и автоматических приборов и т. д. Рассчитывают запорную арматуру на диаметры условных проходов от 6 до 200 мм, давление до 2,5 МПа, диапазон температур от –40 до +200 °С.

Столь широкий диапазон применения ручной запорной арматуры обусловливает и особые требования к ней, которые в основном сводятся к обеспечению герметичности в затворе и по отношению к внешней среде, а также массогабаритных характеристик:

а) герметичность в затворе – в закрытом состоянии ручной запорный вентиль должен плотно перекрывать поток, давая возможность без потерь хладагента и с соблюдением безопасности персонала осуществлять ремонт установки, а также перевод в режим длительной стоянки и консервации. Достижимая степень герметичности зависит от качества и надежности пары затвор – седло. Применявшиеся ранее баббитовые затворы не полностью удовлетворяли предъявлявшимся к ним требованиям. Герметичность обеспечивалась при значительных удельных давлениях, а следовательно, больших усилиях на маховике. Частые закрытия нередко приводили к выкрашиванию баббита. В последние годы осуществлен почти полный переход на затворы из фторопласта. При качественном изготовлении затвора и седла и на загрязненной рабочей среде такая арматура достаточно надежна и требует значительно меньших усилий затяжки. Дальнейшее совершенствование пойдет по пути использования наиболее стойких и прочных полимерных материалов и композиций и улучшения конструкции и технологии изготовления пары затвор - седло;

б) герметичность по отношению к внешней среде – в данном случае речь идет об утечках хладагента в окружающую среду. Требование полной герметичности стало особенно актуальным в связи с расширением использования хладонов. Эта многочисленная группа хладагентов отличается отсутствием запаха, в связи с чем обнаружение утечек требует специальных методов и приспособлений. Ввиду высокой стоимости хладонов проблема герметичности приобретает существенное экономическое значение. Утечки в окружающую среду могут иметь место в неподвижных соединениях между отдельными частями арматуры и между ней и трубопроводами, а также в местах уплотнения движущихся штоков или шпинделей вентилей.

Герметичность неподвижных соединений сравнительно просто обеспечивается широко распространенными конструкциями разъемных соединений: конусных с развальцовкой трубы, штуцерно-ниппельных, фланцевых. Эти типы соединений будут применяться и в будущем. Их совершенствование связано с использованием прогрессивных уплотнительных материалов в основном на базе фторопласта и улучшенных паронитов, а также с соответствующим конструктивным исполнением деталей.

Наиболее перспективным направлением является переход к неразъемным соединениям с трубопроводами методами пайки и сварки.

Особое значение неразъемные соединения приобретают для транспортных установок, где удары и вибрации часто вызывают потерю герметичности. Наряду с повышением надежности такие соединения наименее материалоемки.

Одной из наиболее сложных проблем является обеспечение герметичности уплотнения штока или шпинделя вентиля. Применявшиеся ранее сальниковые вентили вначале с хлопчатобумажной или асбестовой, а позднее с фторопластовой набивкой недостаточно надежны. По мере наработки, а также при переменных температурах такие сальники требовали подтяжки и периодической замены набивки. Для повышения герметичности сальники часто дублировали специальными колпаками.

В последние годы наметилось два основных направления совершенствования этих уплотнений.

Первое направление связано с так называемым кольцевым уплотнением, которое выполняют с помощью одного или двух тороидальных резиновых колец. Внутренней образующей они охватывают шпиндель, а внешней частью укладываются в проточки корпуса. Под действием внутреннего давления кольцо деформируется и закрывает зазор между шпинделем и корпусом. Наилучшие результаты получают при высокой чистоте обработки шпинделя и при условии, что шпиндель совершает только вращательное движение. Большим достоинством кольцевого уплотнения является простота конструкции при небольшом числе деталей, недостатком – трудность подбора резины, удовлетворительно работающей в среде хладагентов с маслами.

Второе направление связано с применением сильфонов. Такое уплотнение более сложно и дорого, чем кольцевое, однако сильфоны из цветных сплавов и нержавеющих сталей обеспечивают высокую надежность в течение длительного времени эксплуатации практически в любых рабочих средах. Этот тип уплотнения менее чувствителен к загрязнениям. По этим причинам в отечественной практике сильфонное уплотнение рассматривается как наиболее перспективное. Следует заметить, что как кольцевое, так и сильфонное уплотнения требуют незначительных усилий на маховике, что улучшает условия эксплуатации и содействует долговечности затворов;

в) размеры и масса арматуры – выше уже упоминалось, что существенный выигрыш дает отказ от разъемных соединений и переход к пайке и сварке. За рубежом, кроме этого, намечается постепенный отказ от литых чугунных и стальных корпусов и замена их сварными корпусами из стального проката. Заметное уменьшение высоты вентилей дает применение вместо сальников сильфонных и особенно кольцевых уплотнений.

Электромагнитные клапаны – наиболее распространенный вид автоматической арматуры. Их основные функции – перекрывать линию питания испарителя хладагентом на время остановки машины, выполнять роль исполнительного устройства в двухпозиционных системах

регулирования температуры в холодильных камерах, уровня – в сосудах и аппаратах, в системах автоматической оттайки теплопередающих поверхностей и др. Такому широкому их использованию способствовало несколько причин: простота конструкции, сравнительно небольшие масса и габаритные размеры, отсутствие выхода наружу подвижных деталей и т. д.

Направления работ для существенного повышения технического уровня электромагнитных клапанов сводятся в основном к следующему:

а) новые уплотнительные материалы – передовые зарубежные фирмы давно отказались от резины в клапанах, предназначенных для хладагентов. Основным уплотнительным материалом стал тефлон. В связи с этим практически не используют конструкции с заделанной мембраной, перейдя к свободным мембранам, дискам и поршням. Клапаны этого типа отличаются высокой стойкостью и универсальностью по отношению к смесям хладагентов с маслами, допускают более высокие температуры. Современные электромагнитные клапаны характеризуются высокой надежностью, их циклический ресурс оценивается в $10^6 \div 10^7$ циклов. Данное направление принято и в отечественной практике. Перспективными материалами являются фторопласты и композиции на их основе. В связи с этим намечается постепенный отказ от заделанных мембран;

б) электромагниты – эффективность и надежность электромагнитов оказывают серьезное влияние на технический уровень клапанов. Основными путями повышения эффективности электромагнитов являются применение высококачественных ферромагнитных материалов, проводов с высоким пределом температуры, а также усовершенствование конструкции магнитопроводов. Сравнительный анализ показывает, что только перечисленные меры могут дать до 30–50 % снижения массы и размеров электромагнитов. Кроме указанных направлений сюда можно отнести и соображения по обеспечению герметичности по отношению к внешней среде;

в) предохранительные и обратные клапаны – широко применяются в холодильных установках соответственно для защиты от недопустимых давлений и для предотвращения обратного потока хладагента. Основные проблемы и направления их решения те же, что для ручной и электромагнитной арматуры, но к предохранительным клапанам и предъявляются особые требования: высокая надежность и стабильность настроек давления открытия и закрытия. Обратные клапаны, устанавливаемые в пульсирующих потоках пара должны работать без ударов затвора о седло, вызывать малые потери давления в прямом направлении и плотно перекрывать поток обратного направления.

При определении основных направлений работ по созданию арматуры для холодильной техники и при разработке технических требований наряду с отечественным опытом во внимание принимается сос-

тояние и тенденции развития этой области техники за рубежом. По данному вопросу имеется значительное число каталогов и журнальных публикаций, однако до настоящего времени не было обобщающего пособия, в которое вошли бы все главные вопросы обзорного, расчетно-теоретического и практического характера, касающиеся арматуры для холодильных установок.

Предлагаемый сокращенный перевод книги П. Кляйншмидта, которая вышла в ГДР в серии "Воздушная и холодильная техника", является, как отмечалось выше, первым изданием на русском языке, посвященным специально арматуре для холодильной техники. Наряду с положениями, относящимися к трубопроводной арматуре общего назначения, книга содержит целый ряд сведений, в которых отражается специфика арматуры, применяемой в холодильных установках. Основные направления совершенствования такой арматуры, приведенные в книге, почти полностью совпадают с принятыми в нашей отечественной практике. Это касается таких вопросов, как конструкционные и уплотнительные материалы, перспективные способы уплотнения шпинделей, конструкции и способы присоединения арматуры к трубопроводам. Указанное совпадение основных направлений и явилось главным аргументом в пользу издания данной книги на русском языке.

Полезен, с нашей точки зрения, раздел книги, посвященный теоретическим вопросам гидродинамики и расчету основных характеристик арматуры. Приведенные формулы охватывают случаи протекания несжимаемой жидкости и газа с учетом сжатия в до- и сверхкритических режимах. Автор воздерживается от рекомендаций по расчету потоков двухфазных (парожидкостных) сред, что связано с недостаточным освещением данного вопроса в литературе и отсутствием надежных теоретических и экспериментальных данных.

При описании различных конструкций арматуры автор использует в качестве примера реальные изделия, выпускаемые предприятиями ГДР и другими зарубежными фирмами. Это позволяет наряду с изучением вопроса получить представление о современном состоянии данной области техники. В соответствии с принятой в книге классификацией рассмотрены следующие группы арматуры: запорные и регулирующие вентили и клапаны, предохранительные устройства, обратные клапаны и вспомогательная арматура.

Наибольшее внимание уделено электромагнитным и предохранительным клапанам, от надежной работы которых в большой степени зависит функционирование автоматизированных холодильных установок и их безопасная эксплуатация.

При редактировании русского перевода применены термины и определения, принятые в советской литературе.

Канд. техн. наук В. С. Ужанский

УКАЗАТЕЛЬ СИМВОЛОВ

A – площадь свободного сечения в седле клапана
$A_в$ – эффективная площадь сильфона
A_s – площадь сечения седла
$A_у$ – площадь сечения условного прохода
A_a – площадь внешней поверхности аппарата, защищенного предохранительным клапаном
a – коэффициент пропорциональности
a_k – ударная вязкость образца с надрезом
C – постоянная
C_F – жесткость пружины
c – скорость
c_g – скорость звука
d – диаметр седла
d_m – средний диаметр седла
F – сила
F_A – внешняя сила, действующая на клапан
F_F – сила, развиваемая пружиной
F_R – сила, развиваемая пружиной регулятора
F_{st} – статическая сила
F_{dgn} – сила, развиваемая потоком
f – поправочный коэффициент
g – ускорение свободного падения
h – ход, подъем
h_{100} – высота подъема (ход) затвора, при котором вентиль полностью открыт
K – коэффициент предохранительного клапана
k – коэффициент теплопередачи
k_{Gl} – эквивалентный расход
k_s – шероховатость
k_t – безразмерный показатель
k_v – условная пропускная способность
$k_{v\,G}$ – величина k_v для всей системы
k_{v0} – теоретическая величина k_v при ходе h_0; точка пересечения пропускной характеристики с осью ординат
k_{vs} – величина k_v при полном ходе затвора h_{100}

k_{vsA} – величина k_{vs} вентиля (клапана) при ходе h_{100}

k_{vsG} – величина k_{vs} для всей системы при ходе h_{100}

L – длина дл

M – относительная молекулярная масса хладагента

m – отношение сечений, коэффициент сужения

$\dot{m}$ – массовый расход

p – давление

p_F – давление на чувствительный элемент

p_0 – давление кипения, заданное давление

p_n – нормальное давление

$p_{\ddot{o}}$ – давление при открывании

p_s – давление при закрывании

p_1 – давление перед седлом клапана на входе вентиля (клапана)

p_2 – давление над плунжером

p_3 – давление за седлом клапана у выхода вентиля

Δp – разность давлений, потеря давлений

Δp_A – потеря давления на арматуре

Δp_L – потеря давления в трубопроводе

$\Delta p_{\ddot{o}}$ – разность давлений при открывании $\Delta p_{\ddot{o}} = p_{\ddot{o}} - p_0$

Δp_s – разность давлений при закрывании $\Delta p_s = p_0 - p_s$

$\dot{Q}$ – поток теплоты

$\dot{Q}_0$ – холодопроизводительность, производительность испарителя

r – теплота испарения хладагента

s – ширина седла вентиля

t – температура

t_F – температура конденсации

t_u – температура охлаждаемой среды

t_0 – температура кипения

t_1 – температура насыщения паров хладагента при допустимом давлении

t_2 – максимальная температура окружающей среды

Δt – перегрев

U – нечувствительность

U_m – средняя массовая скорость

$\dot{V}$ – объемный расход

$\dot{V}_G$ – геометрически описанный объем компрессора

$\dot{V}_L$ – объемный расход утечки, утечка

V_s – удельный объем пара хладагента при входе в компрессор

V_1 – удельный объем перед седлом клапана на входе

W – работа

X – коэффициент среднего давления

X_p – диапазон пропорциональности

α – коэффициент расхода, коэффициент истечения предохранительных клапанов

α_{uk} – коэффициент расхода сжимаемой среды, докритический

$\alpha_{\ddot{u}k}$ – коэффициент расхода сжимаемой среды, сверхкритический

α_{ρ} – оптимальный коэффициент расхода

ζ – коэффициент сопротивления

$\varkappa$ – показатель адиабаты

λ – коэффициент подачи компрессора

μ – степень сжатия

π – отношение давлений p_3 / p_1

$\pi_{крит}$ – критическое отношение давлений

ρ – плотность хладагента

ρ_n – плотность при нормальных условиях

ρ_1 – плотность хладагента перед седлом клапана у входа

ρ_3 – плотность хладагента за седлом клапана у выхода

σ – безразмерная сила, развиваемая потоком

σ_F – безразмерная характеристика пружины

σ_t – необходимое удельное давление уплотнения

φ – угол между осью вентиля и направлением выхода

ψ_{max} – коэффициент расширения при критическом перепаде или отношении давлений (см. табл. 6).

1. ВВЕДЕНИЕ

В предлагаемой вниманию читателей книге рассмотрена разнообразная арматура, устанавливаемая в контурах циркуляции хладагента, испаряющегося и конденсирующегося в процессе холодильного цикла.

Содержание книги охватывает стационарные и подвижные холодильные установки, включая судовые холодильные машины, автомобили и вагоны-рефрижераторы.

Упрощенная схема трубопроводов холодильной установки представлена на рис. 1.

Арматура рассчитана на номинальное давление 2,5 МПа и предназначена для работы со всеми хладагентами.

Применяемая в контуре циркуляции хладагента арматура должна удовлетворять требованиям, связанным с давлением, объемным расходом, диапазоном температур и другими характеристиками. Поэтому в книге большое внимание уделено вопросам выбора материала для изготовления арматуры, ее конструктивного исполнения, прочности и надежности.

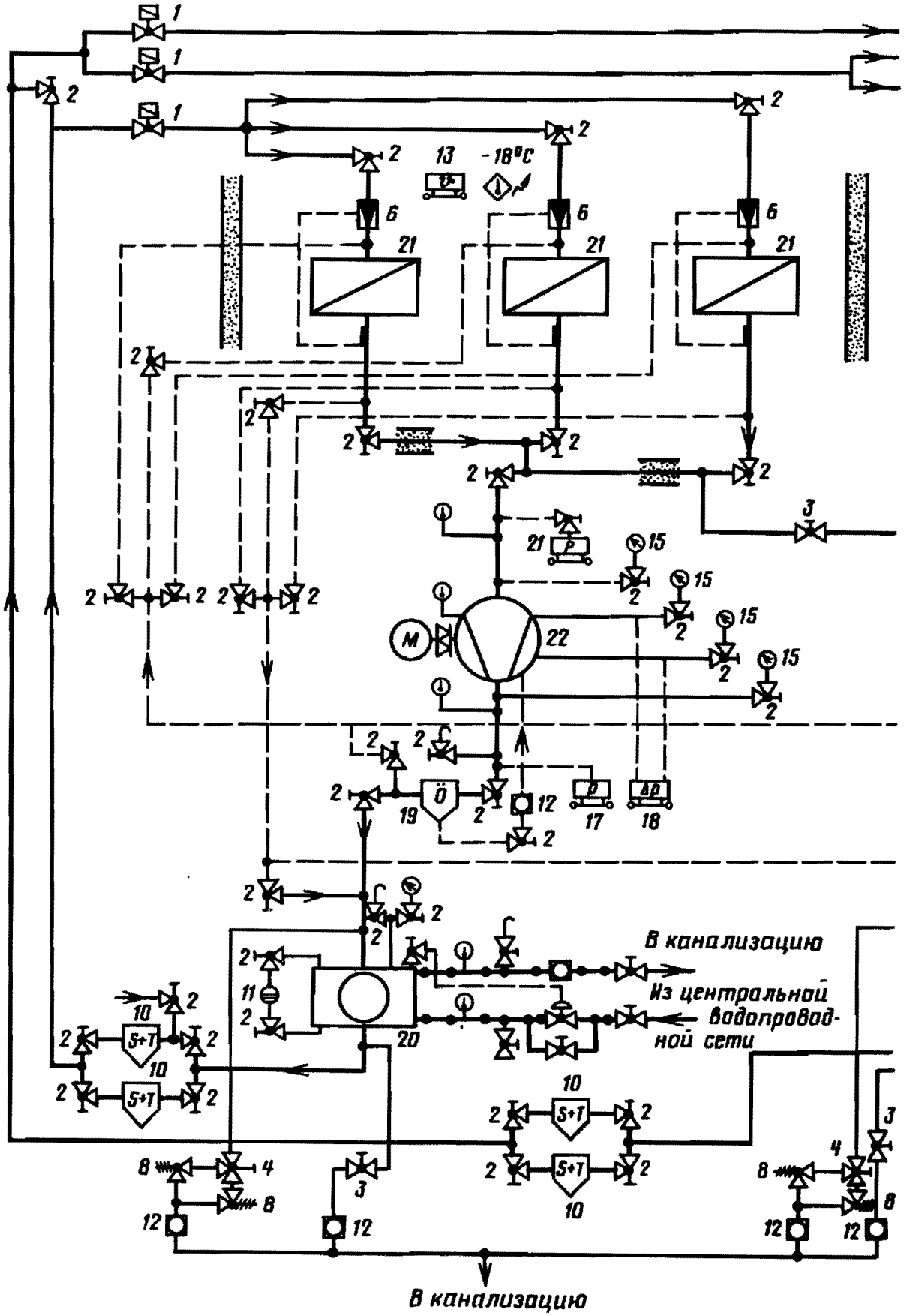
В связи с этим значительная часть работ по конструированию и оценке арматуры на пригодность для конкретной установки приходится на сбор различных данных о взаимодействующих силах, рабочих условиях и т. п.

Во всем этом призваны помочь специалистам рекомендации автора, который старался наглядно показать связь между конструкцией арматуры и условиями ее применения, характерные особенности компоновки различных типов арматуры, общие принципы гидравлических расчетов арматуры холодильных установок.

Графический материал позволяет проследить тенденции изменения характеристик, важных при оценке арматуры.

Книга должна дать проектировщикам, инженерам-эксплуатационникам холодильных установок, учащимся специальных учебных заведений представление об имеющейся арматуре для холодильной техники, ее конструктивных особенностях, принципах работы, возможностях монтирования на трубопроводах, самостоятельного ремонта.

Автор хотел бы выразить благодарность профессору д-ру-инж. Гансу-Иоахиму Кеке (Высшая техническая школа в Магдебурге) за помощь, оказанную при подготовке книги к печати, а также работникам предприятий VEB MAW "Karl Marx" (Магдебург), VEB MAW Armaturenwerk (Пренцлау и Альтенбург), VEB Meßgerätewerk (Байерфельд), VEB Mertik (Кведлинбург) за предоставление ценной информации.


-18°C
В канализацию
Из центральной водопроводной сети
В канализацию

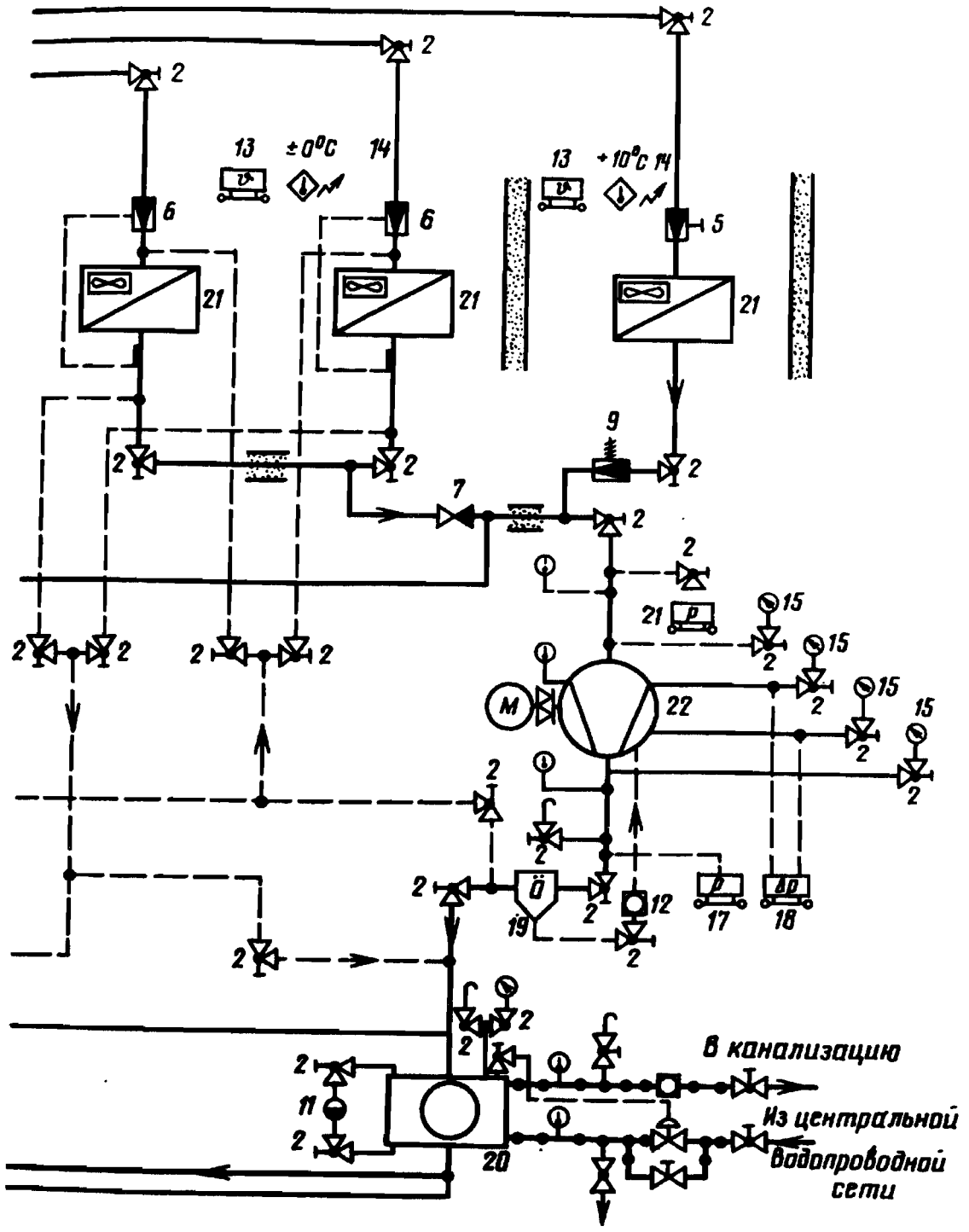


Рис. 1. Упрощенная схема трубопроводов холодильной установки:

1 – электромагнитный клапан; *2* и *3* – угловой и проходной запорные вентили; *4* – трехходовой переключающий вентиль; *5* – ручной регулирующий вентиль; *6* – терморегулирующий вентиль; *7* – обратный клапан; *8* – предохранительный клапан; *9* – автоматический регулятор давления; *10* – фильтр-осушитель; *11* – указатель уровня жидкости; *12* – смотровое стекло; *13* – камерное термореле; *14* – термометр сопротивления; *15* – манометр; *16* – реле низкого давления; *17* – реле давления нагнетания; *18* – реле разности давлений, *19* – маслоотделитель; *20* – конденсатор; *21* – испаритель; *22* – компрессор

2. ТРЕБОВАНИЯ К АРМАТУРЕ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

В холодильных установках применяют самую разнообразную арматуру, существенно влияющую на качество их работы.

В целом конструкция арматуры должна отвечать требованиям, предъявляемым к условиям эксплуатации установок и учитывать перепад и потери давления, температуру, плотность и агрессивность рабочей среды, коррозионную стойкость материала, из которого выполнены установки. В последнее время все большее значение приобретает специальная арматура. Например, ручной вентиль в холодильной установке должен быть защищен от обледенения и коррозии резьбы, для чего предусматривают внутреннюю резьбу шпинделя. Усовершенствование холодильных установок, их полная автоматизация и использование в новых областях хозяйства и техники также требуют специальной арматуры с повышенными показателями надежности.

Применение хладонов ставит повышенные требования к сухости, чистоте и герметичности арматуры. Внутренние плоскости и работающие детали не должны содержать следов ржавчины, окалины, стружки и других загрязнений. Во внутренней полости не должно быть свободной воды и какой-либо другой жидкости. Хладоны из-за их маслорастворимых свойств и особо низким поверхностным натяжением могут открывать мельчайшие поры, забитые обычно смазочным маслом. Негерметичность приводит к большим потерям, связанным с плотностью и относительно низкой вязкостью паров хладагента. TGL 31199 допускает максимальную утечку хладагента из-за негерметичности $\leqslant 15$ г в год. Во избежание утечек хладагента во внешнюю среду используют герметичные и бессальниковые компрессоры и вентили (см. раздел 3.5), отказываются от общепринятых фланцевых и резьбовых соединений (см. раздел. 3.6).

Арматура, применяемая на судах, функционирует в специфических условиях и к ней предъявляются особые требования. Типичными нагрузками являются бортовая качка до 25°, дифферент до 10, крен судна до 35°, вибрация примерно до 30 Гц, с ускорением до $1{,}8y$, а также агрессивная внешняя среда. Следует также обратить внимание на классификационные требования различных морских регистров, в соответствии с которыми принимают арматуру, предназначенную для судовых холодильных установок.

К типичным для железнодорожного транспорта нагрузкам относятся прежде всего нагрузка при вибрациях в диапазоне частот 1—150 Гц по всем трем координатам и нагрузка при толчках и ударах с максимальным ускорением 40 м/с^2.

Область давления определяется в соответствии с температурами насыщения данного хладагента (основной применяемый диапазон $-50 \div 150$ °С). Как правило, рабочее давление определяют в зависимости от температуры насыщения. Однако при экстремальных условиях, например при крайних внешних температурах или при оттайке горячим газом, давление повышается.

Для новых высокопроизводительных герметичных и бассальниковых холодильных компрессоров, имеющих при высокой частоте вращения небольшую массу, требуется легкая малогабаритная арматура.

Можно сформулировать следующие требования к арматуре, применяемой в современных холодильных установках:

1) арматура должна быть стойкой к действию давления, температуры, хладагента и масла;

2) герметичность по отношению к внешней среде должна соответствовать требованиям стандартов;

3) арматура должна быть приварена или припаяна к трубопроводам;

4) уплотнение в затворе вентиля или клапана не должно допускать утечек хладагента, которые могли бы вызвать нарушение работы холодильной установки;

5) арматура должна быть легкой и обслуживаться без вспомогательных средств;

6) арматура не должна вызывать заметных потерь давления, за исключением клапанов с дроссельным эффектом;

7) необходимые детали должны поставляться в комплекте и легко заменяться;

8) масса и размеры арматуры должны быть небольшими;

9) так как холодильные установки не могут быть полностью свободными от загрязнений и инородных тел, арматура должна быть нечувствительной к попадающим в среду загрязнениям;

10) клапаны должны монтироваться в любом положении (это требование можно реализовать не для всех типов арматуры: обратный, предохранительный клапаны и др.).

Порядок перечисления требований не связан со степенью их важности и может оказаться, что из технико-экономических соображений в одних случаях какое-то требование будет более существенным, в других – менее.

В настоящее время автоматика находит все более широкое применение не только в малых, но и в промышленных холодильных установках. Почти полностью автоматизированы в современных холодильных установках регулирование давления и температуры и периодическая оттайка. Автоматически должны работать также запорные и регулирующие органы.

ТЕХНИЧЕСКАЯ
Одесского
№ 32/14

3. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРУБОПРОВОДОВ И АРМАТУРЫ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

3.1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

При разработке трубопроводов в первую очередь учитывают две основные характеристики – условный проход и условное давление. Основанием для определения параметров и выбора арматуры является максимальный расход, рабочее давление и рабочий диапазон температуры. По этим данным можно рассчитать условный проход и условное давление, но они не связаны со специфическими условиями применения и недостаточны для выбора в качестве критериев. Поэтому различают стандартную, или универсальную, и специальную арматуру. Первую рассчитывают независимо от специфических условий применения, но конструкция, расчет и изготовление специальной арматуры без такого учета невозможны (см. раздел 2).

3.1.1. Условный проход

Условный проход характеризует внутренний диаметр трубопроводов и их частей. Для условного прохода принято обозначение D_y с указанием соответствующего внутреннему диаметру числового значения в миллиметрах. Однако не во всех случаях возможно полное совпадение, так как внешний диаметр прежде всего труб и фасонных деталей определяют с учетом сортамента. Таким образом, внутренний диаметр в зависимости от толщины стенок имеет большие или меньшие отклонения от стандартного условного прохода. Условный проход трубопровода и арматуры, внутренние диаметры которых у присоединительного фланца равны, например, 100 мм, определяют как D_y 100.

Необходимый внутренний диаметр получают согласно уравнению:

$$d = \sqrt{\frac{4\,\dot{m}}{\rho\,\pi\,c}}\,. \qquad (1)$$

Для скорости потока c берется экономически обоснованная или допустимая величина. В работе [1] приведены допустимые скорости потока для хладагентов. Диаметр трубы выбирают путем округления из стандартного ассортимента труб. Как правило, применяют арматуру с условным проходом, равным диаметру трубопровода.

3.1.2. Условное, рабочее и пробное давление*

Для оценки характеристик арматуры используют понятия условного, рабочего и пробного давления. На практике широко применяют понятие избыточного давления, измеряемого с помощью обычного манометра или мановакуумметра. При работе с манометром абсолютного давления избыточное давление находят как разность между абсолютным и атмосферным давлением. Приближенно избыточное давление равно абсолютному, уменьшенному на 0,1.

У с л о в н ы м называют максимальное избыточное давление, которым может быть нагружена арматура в процессе длительной эксплуатации при температуре рабочей среды 293 К (20 °С). Взаимозависимость давления и температуры при заданном условном давлении показана на рис. 2. Величина условного давления зависит от конструкции и размеров арматуры и деталей, выбранных материалов и характеристик их прочности. Условное давление обозначают символом p_y. Его значения должны соответствовать 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0 и т. д. МПа.

Р а б о ч и м называют максимальное избыточное давление, при котором обеспечивается работа арматуры в заданном диапазоне температур. Рабочее давление обозначают символом p_p. Значения рабочих давлений определяют по таблицам ГОСТ 356–80. Рабочие давления совпадают с условными в следующих диапазонах температур:

Материал корпуса	*Диапазон температур, К (° С)*
Сталь Ст. 3, 10, 15, 20, 25 12Х1МФ 20Х3МВФ	253 (–20) – 473 (200)
Сталь 15 ГС, 16 ГС, 17 ГС, 17Г1С, 20 Л, 25 Л, 20 ГСЛ, 12МХ, 15ХМ, 20 ХМЛ 20 Х5ТЛ, 15Х5М, Х8ВЛ	233 (–40) – 473 (200)
Сталь 09 Г2С, 10 Г2С1	203 (–70) – 473 (200)
Сталь 08Х18Н10Т, 08Х22Н6Т, 12Х18Н10Т, 12ХН12Т, 10Х18Н9Л, 14Х18Н4Т4Л	193 (–80) – 473 (200)
Титановые сплавы ВТ1 – 0,3 М, ТЛ-В1, ТЛ – 3	233 (–40) – 323 (50)
Чугун ВЧ 42 – 12, КЧ 30–6, бронза, латунь	243 (–30) – 393 (120)
Чугун СЧ 18 – 36, СЧ 21 – 40	258 (–15) – 393 (120)

П р о б н ы м называют избыточное давление, при котором должно проводиться гидравлическое испытание арматуры на прочность и плот-

---

*Определения даны по действующему в странах СЭВ стандарту СТ СЭВ 253–76. Давления условные, пробные и рабочие. Ряды. (ГОСТ 356–80 взамен ГОСТ 356–68, введен с 1.01.1981 г.). В ГДР действует стандарт TGL 31548 (см. также [2, 3]). – *Прим. ред.*

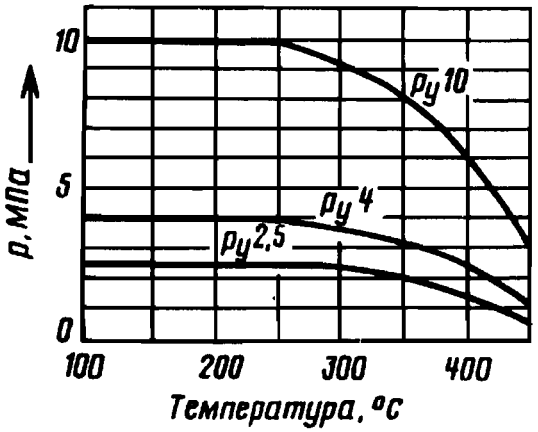


Рис. 2. Взаимозависимость давления и температуры при заданном условном давлении

ность при температуре не ниже 278 К (5 °С) и не выше 343 К (70 °С). Пробное давление обозначают символом $p_{пр}$ и определяют по формуле

$$p_{пр} = kp_р \frac{\sigma_{20}}{\sigma},$$

где k – коэффициент, принимающий следующие значения: при $p_р \frac{\sigma_{20}}{\sigma}$ до 20 МПа, равный 1,5, от 20 МПа до 56 МПа – 1,4; σ_{20} и σ – допускаемые напряжения материала при температуре 293 К (20 °С) и максимальной температуре среды.

3.2. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Системы трубопроводов, аппараты, машины, арматуру и измерительные приборы представляют на схемах с помощью условных обозначений (см. рис. 1) и TGL 12900/01. Различают основные простые условные обозначения (запорные органы, клапаны, заслонки и т. п.) и производные (арматура с поршневым приводом). При построении схемы условные обозначения могут быть помещены по ходу трубопровода в любом положении.

Условные обозначения применяемой в холодильной технике арматуры представлены на с. 21.

3.3. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

В арматуростроении выбор материала обусловлен рабочим давлением, рабочей температурой и рабочей средой. Важнейшими свойствами материалов являются пределы текучести и прочности, коррозионная стойкость, герметичность при заданном давлении. Кроме того, в холодильной технике большое значение имеют вязкостные свойства материала в условиях низких рабочих температур. Именно от вязкости материала зависят возникающие в конструкции напряжения, вызывающие пластическую деформацию или хрупкое разрушение детали. Механические и термические нагрузки рассмотрены в соответствующих стандартах и инструкциях [4] (раздел 3.3.2).


Арматура общая


Арматура с ручным приводом общая


Запорный вентиль проходной


Запорный вентиль угловой


Электромагнитный клапан


Трехходовой вентиль


Предохранительный клапан рычажно-грузовой проходной


Предохранительный клапан грузовой угловой


Предохранительный клапан с пружиной проходной


Предохранительный клапан с пружиной угловой


Обратный клапан проходной


Обратный клапан угловой


Автоматический регулятор давления


Регулирующий клапан общего назначения


Регулирующий клапан ручной


Вентиль, регулирующий давление


Терморегулирующий вентиль


Поршневой регулирующий вентиль


Распределитель хладагента


Индикатор потока


Индикатор заполнения


Фильтр-осушитель

Выбор металлических материалов для работы при низких температурах тесно связан с проблемой хрупкости. Снижение температуры приводит к повышению прочности и уменьшению пластичности. Это означает, что пределы текучести и прочности увеличиваются с понижением температуры, в то время как относительное удлинение, сужение и ударная вязкость образца с надрезом уменьшаются.

Указанные характеристики аустенитных сталей с гранецентрированной пространственной решеткой с понижением температуры изменяются незначительно. Перлитные и ферритные стали с объемно центрированной пространственной решеткой имеют порог хрупкости при более низких температурах.

Является ли сталь вязкой в холодном состоянии или нет, зависит в первую очередь от ее кристаллической структуры. У стальных изделий порог хрупкости смещается в область более низких температур при введении соответствующих легирующих добавок и термической обработке. При более низких рабочих температурах требуется более высокая степень легирования.

Следует подчеркнуть, что хрупкое разрушение зависит от материала, конструктивного использования изделия и вида нагрузки. Хрупкому разрушению способствуют не только низкие температуры, но и высокие скорости нагружения и сложные напряженные состояния.

О работоспособности изделия при низких температурах можно судить лишь на основе лабораторных испытаний образцов, особенно на ударную вязкость образца с надрезом. Подобные испытания позволяют выявить существенные различия между сталями, в то время как другие характеристики не позволяют сделать такую оценку.

Под ударной вязкостью образца с надрезом понимают удельную энергию удара, вызывающую разрушение, т. е. энергию, отнесенную к сечению надреза. Формы и размеры образцов определяются стандартами и рекомендациями [6]. Путем ряда испытаний на образцах с надрезом получают температуру, при которой не обеспечивается вязкий характер разрушения.

Методы испытания и формы образцов для определения ударной вязкости в разных странах различны. В ГДР, например, применяют преимущественно образцы с круглым DVM и V-образным надрезом (испытания по Шарпи). Разные формы надрезов для одного и того же материала дают неодинаковую величину энергии удара, и следовательно, разные кривые зависимости ударной вязкости от температуры. Величины, полученные для одной формы образцов, для другой формы пересчитать невозможно.

Обычно за условный порог хрупкости при испытании образцов с круглым надрезом принимают ударную вязкость $a_k = 30$ Дж/см^2. Условный порог хрупкости для образца с V-образным надрезом ниже, чем для образца с круглым надрезом ($a_k = 28$ Дж/см^2).

3.3.1. Материалы для низких температур

Важнейшими характеристиками работоспособности материалов при низких температурах являются предел прочности при комнатной температуре и ударная вязкость образцов с надрезом при самой низкой рабочей температуре, которая не должна быть ниже условного порога хрупкости.

3.3.1.1. Нелегированные стали

В диапазоне температур до –40 °С удовлетворительно работают спокойные углеродистые стали. Во многих случаях удается получить достаточную ударную вязкость образца с надрезом в диапазоне температур до –50 °С путем спокойной отливки и соответствующей термической обработки нелегированных сталей. Ударная вязкость кипящих углеродистых сталей заметно снижается уже при 0 °С. В диапазоне температур от –80 до –40 °С применяют конструкционные стали с мелкозернистой структурой. Однако следует учитывать снижение ударной вязкости после сварки, особенно без дополнительной термической обработки.

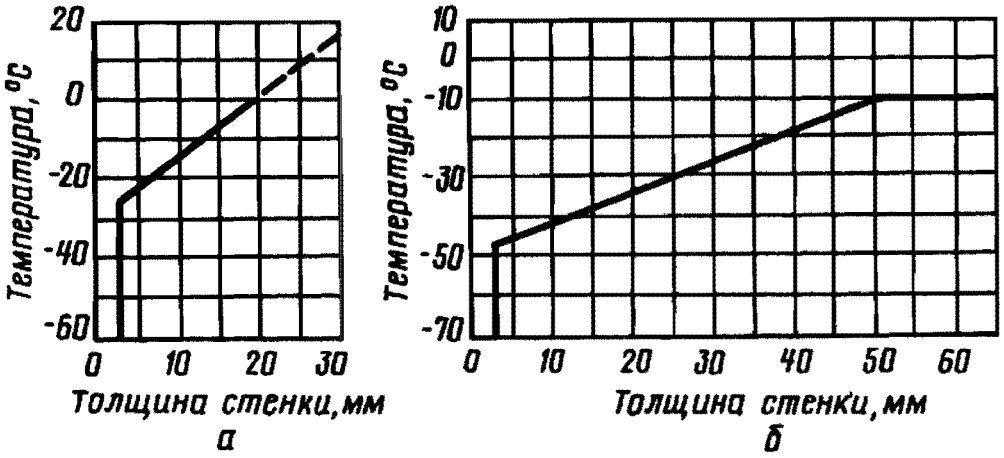


Рис. 3. Зависимость нижней границы рабочей температуры сварных деталей из спокойной нелегированной стали от толщины стенки [12]:

а – без термообработки; *б* – с термообработкой

Наблюдается явная зависимость нижней температурной границы работоспособности от внутренних напряжений в изделиях. На рис. 3 показана взаимосвязь толщины стенки с самой низкой допустимой температурой для сварных изделий без термообработки (*а*) и с термообработкой (*б*).

3.3.1.2. Легированные улучшенные и аустенитные стали

При рабочей температуре ниже –60 °С применяют никелевые, а для еще более низких температур – аустенитные хромоникелевые

стали. Недостатком этих сталей является низкий предел текучести. Высоколегированные хромоникелевые стали обладают повышенной коррозионной стойкостью.

3.3.1.3. Чугун

Чугун применяют до температуры –50 °С. По сравнению со сталью он обладает хорошими литейными свойствами. Детали из чугуна, контактирующие с хладагентами, должны быть газонепроницаемыми. Применяют модифицированный чугун – с пластинчатым и шаровидным графитом. Наиболее широкое применение находит модифицированный чугун с более плотной структурой и повышенной прочностью. Модифицированный чугун может использоваться до температуры –40, а при отсутствии ударных нагрузок – до –60 °С.

3.3.1.4. Цветные металлы

Из цветных металлов при работе с низкими температурами используют латунь, бронзу, медь, алюминий и их сплавы, но они обладают меньшей прочностью, чем сталь и чугун.

3.3.2. Стойкость по отношению к хладагентам

Наряду с пригодностью к работе в условиях низких температур материалы, соприкасающиеся с хладагентом, должны быть химически стойкими к используемому хладагенту, холодильным маслам и их смесям. В холодильной технике применяют аммиак и хладоны.

3.3.2.1. Стойкость к аммиаку

Стойки к аммиаку (NH_3) чугун, ковкий чугун, свинец, олово, сталь и ее сплавы. Не разрушаются аммиаком алюминий и его сплавы. При высокой температуре они стойки к действию сухого аммиака. Влажный аммиак образует на алюминии защитную пленку из окиси алюминия, препятствующую дальнейшему разрушению.

Медь, цинк и их сплавы разрушаются аммиаком, содержащим воду. У латуни влажный аммиак вызывает так называемую коррозию под напряжением. Исключение составляют железосодержащие медно-никелевые сплавы (CuNi; 30 Fe) и монель-металлы, стойкие к аммиаку.

Гальванически защищенные поверхности аммиаком разрушаются.

3.3.2.2. Стойкость к хладонам

Приведенные ниже соображения относятся к широко распространенным хладонам R12 и R22. Однако, как правило, стойкие к R12 и

R22 материалы могут использоваться также при работе с другими хладонами.

В жидком и газообразном состоянии хладоны R12 и R22 инертны практически по отношению ко всем металлическим материалам. Содержащаяся в хладонах вода при определенных условиях может вызвать незначительную коррозию. Но поскольку при работе с хладонами предъявляются особые требования к сухости и чистоте установок, коррозий, как правило, не наблюдается. Магний, сплавы магния и магнийсодержащие алюминиевые сплавы не должны использоваться в установках, работающих на R12 и R22.

Следует избегать использования чистого свинца, а если хладон содержит воду, также олова и свинцово-оловянистых сплавов.

Медь не должна содержать кислород, т. е. должна быть раскисленной.

3.4. УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Для обеспечения герметичности уплотняют все разборные и соединяемые друг с другом части установок (корпус и крышку, фланцы арматуры и фланцы трубопроводов), выходы шпинделя и проходные отверстия в корпусах. Важную роль при уплотнении играют временно́й фактор, свойства, температура и давление рабочей среды.

Существует множество факторов, влияние которых изучено недостаточно, что не позволяет предсказать и рассчитать режим работы и поэтому для достижения необходимой степени герметичности на практике повышают усилие затяжки до тех пор, пока не будет устранена утечка. При этом возникает опасность повреждения уплотнения.

Важнейшим критерием пригодности уплотнительного материала наряду со стойкостью к воздействию среды и температуры является способность к уплотнению при данном рабочем давлении. Способность к уплотнению определяют отношением требуемого сжатия σ_t к уплотняющему давлению p и представляют в виде безразмерного параметра

$$k_t = \sigma_t / p. \qquad (2)$$

Изменяющиеся параметры, например геометрия уплотнения, температура, сжатие от давления среды и т. п., влияют на способность к уплотнению и непосредственно отражаются на величине k_t. Малое значение k_t обозначает хорошую способность к уплотнению, большое — плохую.

Используемые для хладагентов уплотнительные материалы можно подразделить на следующие группы: эластомеры, пластмассы, паронитовые, металлические и другие уплотнительные материалы.

Материалы, содержащие жир, воск, смолу, гуттаперчу или нату-

ральную резину, непригодны, так как хладагенты вызывают их набухание или растворение.

3.4.1. Эластомеры

Применяемые в качестве уплотнительного материала эластомеры должны быть стойкими не только к маслам, но и к хладонам. Маслостойкие эластомеры не разрушаются, не набухают и не растворяются под воздействием аммиака.

Во всем мире применяют способ оценки пригодности эластомера как уплотнительного материала, учитывающий характер набухания, экстрагирования, химическую стойкость, изменение физических свойств. Для которых из этих свойств получены предельные значения.

3.4.1.1. Характер набухания

Пригодность эластомера в качестве уплотнительного материала для хладагентов определяется в значительной мере характером набухания. Эластомеры относят к сетчатым полимерам. Так как вулканизация, несмотря на одинаковый состав смеси, может давать разную степень образования сетчатых молекул, характер набухания зависит не только от типа эластомера, но и от условий обработки. В качестве меры набухания принимают линейное набухание, измеряемое в процентах. Данные о допустимой величине набухания проблематичны, так как набухание, кроме всего прочего, зависит также от степени уплотнения.

Характеру набухания эластомеров посвящен целый ряд исследований (см., например, [25, 30]).

3.4.1.2. Экстрагирование и химическая стойкость

Хладоны экстрагируют пластификаторы и наполнители, добавляемые в эластомеры. По Штайнле, максимально допустимая степень экстрагирования составляет 0,3 % массы [25].

С экстрагированием тесно связана химическая стойкость материалов, так как экстрагирующие составные части не должны реагировать с хладагентами.

3.4.1.3. Физические свойства и стойкость к воздействию температуры

Изменение физических свойств (прочности на растяжение или разрыв, относительного удлинения при разрыве, эластичности и плотности) является важнейшим критерием при выборе уплотнительного материала. Обычно допускают уменьшение прочности на растяжение и удли-

нение до 50 % исходной величины. Твердость, по Шору, должна лежать между 70 и 85 при влиянии источника набухания [32].

Наряду с небольшой деформацией и необходимой твердостью критерием стойкости к действию температур является прежде всего сохранение эластичности. В качестве уплотнительных материалов для хладагентов предпочтение отдают таким эластомерам, как натуральный и синтетические каучуки (хлоропреновый, бутиловый, полисульфидный, силиконовый), сульфохлорированный полиэтилен, неопрен, фтороэластомеры [25 – 30]

3.4.2. Пластмассы

Среди пластмасс наиболее пригодным для холодильных установок материалом является политетрафторэтилен (ПТФЭ), обладающий пластичной деформацией, стойкостью к действию температур, химической устойчивостью и высокими уплотнительными свойствами. Уплотнения из ПТФЭ могут использоваться в диапазоне температур от –200 до +260 °С. Недостаток их – в сильной склонности к холодной текучести при сжатии. Для улучшения прочности при сжатии добавляют подходящие наполнители (стеклянный порошок, графит, уголь, молибденовый сульфит и т. п.), но с увеличением доли наполнителя способность к уплотнению уменьшается.

Надежно уплотнение типа "замóк", при котором материал подвергается сжатию. В отдельных случаях, особенно при изменениях температуры, требуется подтяжка.

Уменьшения текучести и повышения эластичности уплотнений из ПТФЭ достигают армированием резиной или паронитом.

3.4.3. Паронитовые материалы

Для плоского уплотнения используют в первую очередь паронитовые материалы (It – V, клингерит, термолит и др.), представляющие собой вулканизированную смесь из асбеста и 8–10 % эластомеров. Эти материалы малоэластичны, обладают незначительным тепловым расширением и способностью к набуханию.

3.4.4. Металлические материалы

В качестве металлических уплотнительных материалов применяют прежде всего медь, свинец (сурьмянистый свинец), сплавы свинца с оловом и алюминий. При использовании таких уплотнений следует учитывать их различную стойкость к аммиаку и хладонам (см. раздел 3.3.2).

3.5. ФОРМЫ УПЛОТНЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ

Для уплотнения шпинделя применяют сальники с набивкой, круглые кольца и так называемые бессальниковые уплотнители шпинделя (рис. 4, см. также раздел 5.1.2).

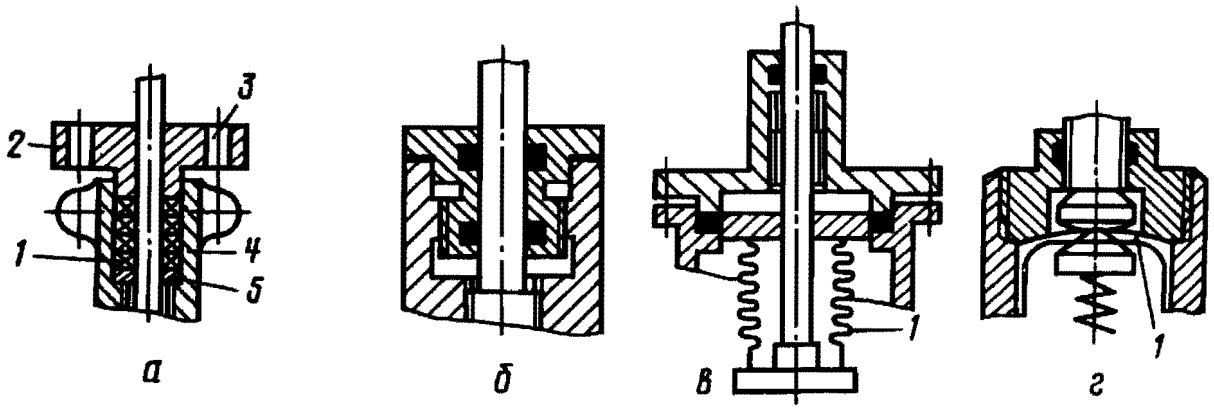


Рис. 4. Формы уплотнения шпинделя:

а – сальник: *1* – набивка; *2* – нажимная втулка; *3* – болт; *4* – корпус; *5* – кольцо; *б* – уплотнение кольцом; *в, г* – бессальниковое уплотнение сильфоном и мембраной соответственно

3.5.1. Сальниковое уплотнение

Использование сальника с набивкой является старейшим способом уплотнения шпинделя. Для достижения герметичности набивка с усилием прижимается к шпинделю. Сила прикладывается с помощью нажимной втулки сальника посредством двух боковых болтов или накидной гайки. Нажимная втулка сальника имеет насадку цилиндрической формы и размеры, соответствующие диаметру шпинделя и ширине набивки. Полной герметичности не всегда можно достичь из-за шероховатости поверхностей, их движения друг относительно друга, возможной погрешности формы и износа от трения.

Длина сальникового уплотнения определяется рабочей средой и диаметром шпинделя. При небольшой длине уплотнения требуется большое усилие сжатия, и наоборот, слабое сжатие требует для компенсации более длинного уплотнения, так как более длинный зазор имеет большее гидравлическое сопротивление.

В качестве уплотняющего материала используют в первую очередь асбесто-графитовый шнур. В настоящее время большое распространение получили уплотнения из мягкого политетрафторэтилена в виде шнуров, волокон или порошка. Уплотнения из ПТФЭ выполняют в виде отдельных колец с замками. Замки должны смещаться от кольца к кольцу на 90–120° в одном направлении. Для получения небольшого трения диаметр шпинделя делают небольшим, а поверхность шпинделя обрабатывают с высокой степенью чистоты.

Для сохранения герметичности сальник периодически подтягивают.

3.5.2. Кольцевое уплотнение

По сравнению с сальниковым уплотнением кольцевое отличается небольшими размерами и не требует никаких дополнительных деталей. Нужен лишь паз для кольца. В показанной на рис. 4, *б* конструкции нижнее тороидальное кольцо обеспечивает плотность со стороны хладагента, в то время как верхнее препятствует проникновению загрязнения и влаги.

Герметичность достигается соответствующей деформацией кольца в зазоре между пазом и шпинделем. Избыточное давление и разрежение среды увеличивают усилие, с каким кольцо прижимается к шпинделю и краю паза. Зазор между шпинделем и направляющими должен быть возможно малым, чтобы кольцо под действием среды чрезмерно не вдавливалось в щель.

Используют кольца из резины, нетканых эластомеров и в оболочке из ПТФЭ.

3.5.3. Бессальниковое уплотнение шпинделя

Установка сальников всегда являлась основной причиной нарушения герметичности. Максимальной надежностью обладает бессальниковое уплотнение шпинделя сильфоном или мембраной (рис. 4, *в* и *г*). Поскольку мембраны имеют сравнительно небольшой ход, их используют для клапанов с диаметром условного прохода до 25 мм. Для повышения циклической долговечности используют многослойные, часто четырехслойные мембраны. Обычно два слоя выполняют из бериллиевой бронзы, два других – из нержавеющей стали. Последние служат опорным элементом, воспринимающим основные усилия от давления.

Металлический сильфон является более эластичным элементом по сравнению с мембраной. Чем больше размер клапана, тем требуется большая длина сильфона. Часто последовательно соединяют два или три сильфона. В качестве материала для малых сильфонов используют томпак и хромоникелевую сталь, а для больших – только хромоникелевую сталь. Металлические сильфоны выполняют в настоящее время сварными и цельнотянутыми в одно- и многослойном исполнении.

Внешний край мембран и сильфонов запрессовывается плотно между крышкой клапана и уплотняющей поверхностью корпуса и, таким образом, одновременно уплотняет арматуру снаружи. Имеется также исполнение со впаянной крышкой, чем достигается наиболее высокая степень герметичности. У металлических сильфонов из хромоникелевой стали для улучшения герметичности дополнительно предусматривают уплотнительное кольцо.

3.6. ПРИСОЕДИНЕНИЯ К ТРУБОПРОВОДАМ

Различают разъемные и неразъемные присоединения. К первым относятся фланцевые и резьбовые соединения. Неразъемные соединения выполняют с помощью сварки и пайки. Область применения рассмотрена в разделе 5.1.2.

3.6.1. Разъемные соединения

К стандартным разъемным соединениям (рис. 5) относятся соединения: фланцевое; отбортовкой трубы; через сферическую втулку или резьбовой штуцер и ниппель; кольцевое резьбовое.

Тип соединений в холодильных установках определяется видом арматуры:

а) латунная арматура для присоединения к медным трубопроводам – штуцерно-ниппельное и отбортовкой;

б) стальная арматура для присоединения к медным трубопроводам – отбортовкой;

в) стальная арматура для присоединения к стальным трубопроводам – кольцевое резьбовое, штуцерно-ниппельное, фланцевое, через сферическую втулку;

г) чугунная арматура - фланцевое.

В некоторых случаях могут сочетаться два и более видов соединений, например фланцевое, отбортовкой и штуцерно-ниппельное. При наружном диаметре трубы, превышающем 22 мм, не следует применять соединение отбортовкой.

При фланцевом соединении используют плоские прокладки, которые должны компенсировать незначительные неточности и выдерживать механические и термические нагрузки. Для улучшения герметичности арматуры служат фланцы, снабженные пазом, в который закладывают прокладку (рис. 5, *а*). Контрфланец имеет так называ-

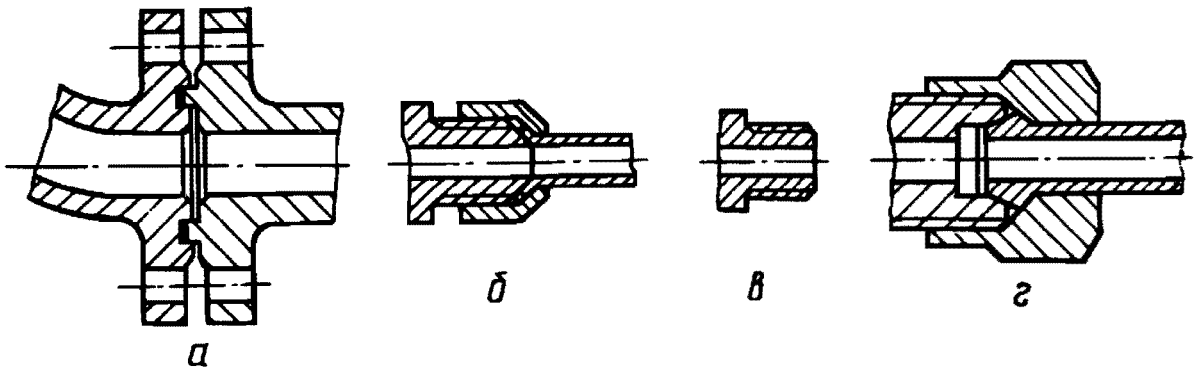


Рис. 5. Разъемные соединения:

а – фланец с пазом; *б* – соединение отбортовкой; *в* – резьбовой штуцер и ниппель; *г* – соединение через сферическую втулку и режущее кольцевое резьбовое соединение

емый "шип", который входит в паз и зажимает прокладку (см. ТГЛ 25395 и ТГЛ 20363). Неравномерно затянутые фланцевые болты, а также неравномерный нагрев фланцевого соединения из-за различия диаметров уплотнения и окружности отверстий для болтов приводит к ослаблению затяжки и потере герметичности.

Резьбовые соединения при правильном монтаже и уходе достаточно герметичны, но при небрежном обращении их герметичность нарушается.

Опыт показывает, что фланцевые и резьбовые соединения в силу разных причин теряют герметичность, что вызывает потери хладагента. Использование компенсационных болтов, более совершенных уплотнительных материалов и другие меры не приводят к значительному улучшению.

3.6.2. Неразъемные соединения

В настоящее время трубопроводы и стальную арматуру, как правило, соединяют сваркой. Только для компрессоров и в случае монтажа на месте установки предусматривают фланцевые и резьбовые соединения. Для медных трубопроводов чаще всего используют паяные соединения. Место соединения должно выдержать испытательное давление. При диаметре условного прохода менее 15 мм допустима пайка мягким припоем. Для арматуры с D_y = 15 мм и выше применяют твердый припой. Для трубопроводов с хладагентами группы 1 и 2 (см. TGL 12951) точка плавления припоя должна быть не ниже 550 °С.

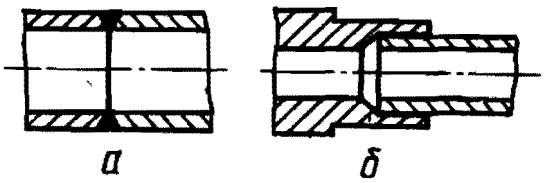


Рис. 6. Неразъемные соединения:
а – сваркой; *б* – пайкой

При хорошем исполнении сварные и паяные соединения довольно надежны и сохраняют герметичность в течение длительного времени. По сравнению с фланцевым и резьбовым соединениями неразъемное соединение (рис. 6) более долговечно и требует меньших затрат. В холодильных установках встречаются следующие варианты неразъемных соединений:

латунная и стальная арматура для медных трубопроводов – пайкой;

стальная арматура для стальных трубопроводов – сваркой; концы под сварку обрабатывают в соответствии с действующими нормами.

3.7. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ

Арматура предназначена для целенаправленного влияния на расход рабочей среды путем изменения проходного сечения. Исходя из этого, принцип действия арматуры определяют как "изменение расхода путем механического изменения геометрии проходного сечения" [34]. При некоторых неизменных условиях (Δp = const) расход зависит от сечения отверстия и коэффициента расхода α. Обычно эти факторы действуют на поток одновременно.

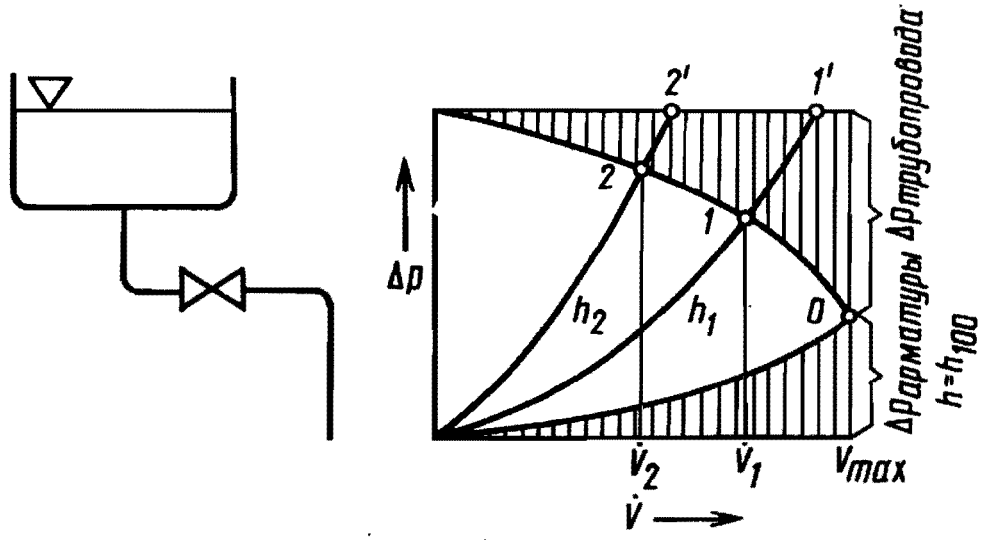


Рис. 7. Зависимость объемного расхода жидкости при истечении из резервуара

Сказанное наглядно иллюстрирует рис. 7. Расход на выходе из резервуара, внутри которого поддерживается постоянное давление p_1 или постоянный гидростатический столб (уровень) жидкости, зависит от подъема клапана (коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta = f(h)$) и падения давления в линии. Так при подъеме клапана h_1 рабочая точка находится в положении *1* вместо *1'*. При расчете установок, фактор потерь на линии часто не учитывают, хотя влияние может оказаться существенным.

Проходное сечение клапана изменяется путем перемещения запорного или регулирующего золотника. При полностью открытых запорных клапанах потеря давления должна быть наименьшей. В противоположность этому работа регулирующих клапанов, служащих для регулирования давления, температуры, расхода и уровня, сопровождается искусственным увеличением потерь давления и, следовательно, энергии.

3.7.1. Свойства вещества и основы расчета

Арматура, как правило, используется при ярко выраженном турбулентном течении (число Рейнольдса Re $\approx 10^4 - 10^6$), поэтому потеря

давления пропорциональна кинетической энергии или квадрату скорости потока. На основании этого предположим, что потери давления определяются показателем Эйлера [36]:

$$Eu = \zeta \frac{\Delta p}{(\rho / 2) c^2}. \qquad (3)$$

Согласно положению, выдвинутому в работе [37], коэффициент гидравлического сопротивления

$$\zeta = f(Re, Fr, Ma, Sr, 1/\alpha). \qquad (4)$$

Для несжимаемых сред:

$$\zeta = f(Re). \qquad (5)$$

На основании предположения, что течение турбулентно ($Re \approx \approx 10^4 - 10^6$), определяют только инерционные силы движения потока. Тогда с хорошим приближением можно принять, что для некоторого определенного взаимного расположения отверстия и золотника

$$\zeta = \text{const}. \qquad (6)$$

На практике отклонения от этого происходят в случаях, если: а) местное давление пара внутри жидкости снижается ниже критического значения, т. е. если наступает кавитация (рис. 8); б) у газов наблюдается высокая скорость и нельзя пренебречь их сжимаемостью (см. рис. 10); в) при числе Рейнольдса $< 10^3$.

Из-за изменения сечения и направления потока скорость последнего внутри арматуры больше, чем на ее входе и выходе. На рис. 9 представлена схема распределения скорости и изменения давления

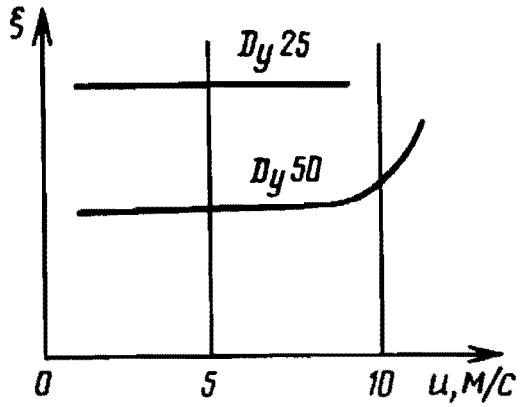


Рис. 8. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от скорости потока и влияние кавитации [34]

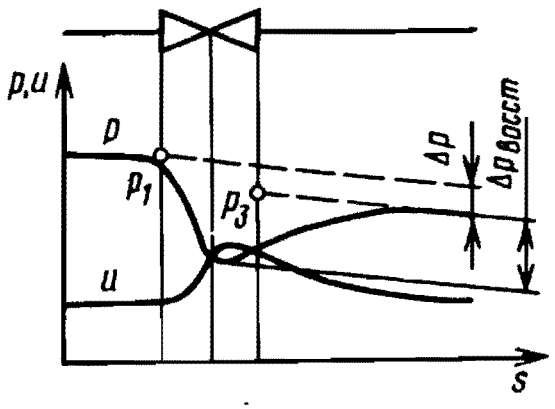


Рис. 9. Схема распределения скорости и давления при прохождении через арматуру [34]

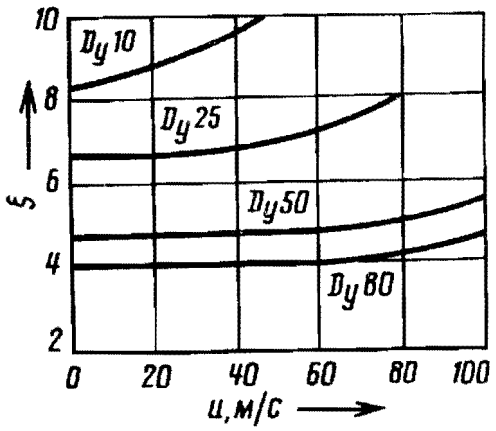


Рис. 10. Влияние сжимаемости на коэффициент сопротивления [34]

на пути движения потока. Давление падает от входного p_1 до минимального в самом узком сечении, например, у седла клапана. Вследствие восстановления давление вновь повышается за клапаном на величину Δp.

Влияние сжимаемости газа в большей степени зависит от условного прохода арматуры (рис. 10). Объясняется это значительными изменениями скорости и давления в арматуре, обусловленными формой канала. Многочисленные исследования показали в некоторых случаях заметную, хотя и несистематическую, зависимость величины ζ от условного прохода. В качестве причины можно предположить отклонения от геометрического подобия и изменения механизма течения, в связи с чем расчет малой арматуры оказывается недостаточно точным.

При переносе величины ζ на другие рабочие условия погрешность для одной и той же арматуры и потока несжимаемой жидкости ($p_3/p_1 \geqslant 0{,}95$) лежит в границах практически требуемой точности $\pm$ 5 %. Для сжимаемого потока не существует удовлетворительных данных о зависимости $\zeta = f(p_3/p_1)$. На практике в этих случаях часто используют методику расчета ζ для несжимаемого потока, но возникающие при этом погрешности могут быть значительными.

3.7.2. Специфические параметры арматуры

Гидравлический расчет арматуры важен для определения ее влияния на расход рабочей среды. Сложная форма гидравлического канала, трудности учета геометрических размеров не позволяют провести точный теоретический расчет. Для правильного выбора арматуры и оценки рабочих характеристик и действительной пропускной способности большое значение имеют такие величины, как потери энергии и давления, массовый и объемный расход. Величины Δp и m могут быть выражены с помощью экспериментально полученных специфических коэффициентов расхода α [36]:

1) гидравлического сопротивления

$$\Delta p = \zeta (\rho/2) c^2; \tag{7}$$

$$\dot{m} = A_y \frac{\sqrt{2 \Delta p \rho}}{\zeta}; \tag{8}$$

2) условной пропускной способности k_v

$$\Delta p = \left(\frac{5{,}04 \cdot 10^4 A_y}{k_v}\right)^2 (\rho/2)\, c^2; \qquad (9)$$

$$\dot{m} = \left(\frac{k_v}{5{,}04 \cdot 10^4 A_y}\right) A_y \sqrt{2 \Delta p\, \zeta}\ . \qquad (10)$$

При этом выражение $5{,}04 \cdot 10^4 A_y / k_v$ при A_y в квадратных метрах безразмерно.

Коэффициент условной пропускной способности k_v находит широкое применение в расчетах, особенно в области техники регулирования. Величина k_v определяется экспериментально и численно равна часовому объемному расходу воды при 5–35 °С, который протекает через арматуру при разности давлений 0,1 МПа. Величина k_v связана с ζ и α зависимостями

$$k_v = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} A_y\ 5{,}04 \cdot 10^4; \qquad (11)$$

$$k_v = \alpha\, m A_y\ 5{,}04 \cdot 10^4 \qquad (12)$$

при площади A_y, выраженной в квадратных метрах. Это означает, что для величины k_v пригодны те же основы расчета, что и для величин ζ и α (см. раздел 3.7.1);

3) расхода α

$$\Delta p = \frac{1}{\alpha^2} (\rho/2)\, c^2; \qquad (13)$$

$$\dot{m} = \alpha A_y \sqrt{2 \Delta p\ \rho}\ . \qquad (14)$$

Между коэффициентом сопротивления ζ и коэффициентом расхода α существует следующая зависимость:

$$\frac{1}{\zeta} = (\alpha\, \dot{m})^2. \qquad (15)$$

Величина α рассчитывается теми же путями, что и величина ζ (см. раздел 3.7.1).

Для потребителей удобно, если коэффициенты ζ и α в представ-

ленных уравнениях отнесены к номинальному проходному сечению (условному проходу). Однако если это необходимо, их можно отнести к любому другому сечению, например к сечению седла. Для этого используют соотношения

$$\zeta = \zeta' \frac{1}{m}; \tag{16}$$

$$\alpha = \alpha' m. \tag{17}$$

Расчет потери давления Δp и массового расхода $\dot{m}$ по величинам ζ, k_v и α пригоден для жидкостей. Использование его для газа представляет собой недопустимое упрощение [36].

При сверхкритическом перепаде давлений, когда в самом узком сечении достигается скорость звука, используют коэффициент расхода $\alpha_{ük}$ и эквивалентный расход k_{Gl}. Истечение со скоростью звука ограничивает объемный расход. При определении массового расхода газа, истекающего со скоростью звука, необходимо учитывать величины p_1 и ρ_1;

4) расхода $\alpha_{ük}$

$$\dot{m} = \alpha_{ük} A_y \psi_{max} \sqrt{2 p_1 \rho_1}, \tag{18}$$

где

$$\psi_{max} = \left(\frac{2}{\varkappa + 1}\right)^{\frac{1}{\varkappa - 1}} \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa + 1}}.$$

Коэффициент расхода $\alpha_{ük}$ учитывает потери в самом узком сечении и после него. При этом $\alpha_{ük} \neq \alpha$, т. е. числовые значения этих коэффициентов различны.

Величина $\dot{m}$ может быть определена и с помощью расхода k_{Gl}. Поскольку величина k_v при сжатии сред, особенно при сверхкритическом отношении давлений, дает неверные результаты, при составлении соотношения, учитывающего параметры потока p_1 и ρ_1, используют величину k_{Gl}:

$$\dot{m} = (k_{Gl} / 7{,}08 \cdot 10^5 A_y) A_y \psi_{max} \sqrt{2 p_1 \rho_1}, \tag{19}$$

где выражение $k_{Gl}/ 17{,}08 \cdot 10^5 A_y$ при A_y в квадратных метрах безразмерно.

Величину k_{Gl} получают экспериментально, чаще всего для воздуха как опытной среды.

При числовых значениях $\varkappa = 1{,}4$; $\psi_{max} = 0{,}484$; $p_1 = p_n = 0{,}101325$ МПа; $\rho_1 = \rho_n = 1{,}25$ кг/м^3 и при A_y в квадратных метрах получаем расход (в м^3/ч)

$$k_{Gl} \geqslant 7{,}08 \cdot 10^5 \alpha \dot{m} A_y . \qquad (20)$$

k_{Gl} – это показатель, с помощью которого при сверхкритическом отношении давления можно определить расход сжимаемых сред (газов).

Для расчета потоков жидкостей и газов следует указывать параметры для несжимаемых сред, сжимаемых сред с докритическим и сверхкритическим отношением давлений. При этом потоки газов с малой скоростью рассчитывают как жидкости. В работе [36] указана граница такого допущения: $p_3/p_1 \geqslant 0{,}95$.

Следует различать следующие типы потоков:

несжимаемый поток – поток жидкостей и газов в диапазоне отношений давлений $0{,}95 \leqslant p_3/p_1 \leqslant 1$. Расход определяют с помощью разности давлений $\Delta p = p_1 - p_3$; $\dot{m} \sim \sqrt{\Delta p}$ и $\dot{V} \sim \sqrt{\Delta p}$. Расчет ведут с помощью параметров ζ, α и k_v;

сжимаемый сверхкритический поток – поток газов и паров в диапазоне сверхкритических отношений давлений $(p_3/p_1) < (p_3/p_1)_{крит}$.

Расход определяют в основном по давлению на входе p_1; $m \sim \sqrt{p_1 \rho_1}$ и $\dot{V} \sim \sqrt{p_1 / \rho_1}$. В расчетах используют параметры $\alpha_{\ddot{u}k}$ и k_{Gl};

сжимаемый докритический поток – поток газов и паров в диапазоне $(p_3/p_1)_{крит} \leqslant 0{,}95$. Расход определяют по давлению [36, 38] на входе и отношению давлений p_3/p_1;

$$\dot{m} \sim \psi \sqrt{p_1 \rho_1} \text{ и } \dot{V} \sim \psi \sqrt{p_1 \rho_1} .$$

Расчет ведут с помощью величин α_ρ и fk_{Gl} по формулам:

$$\dot{m} = \alpha_\rho A_y \sqrt{2 \Delta p \rho_3} , \qquad (21)$$

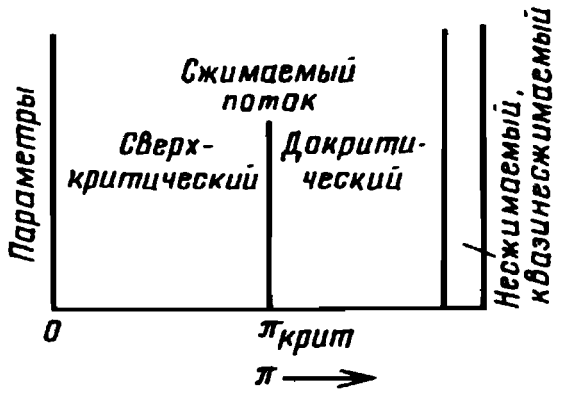


Рис. 11. Типы потоков в зависимости от отношения давлений [36]

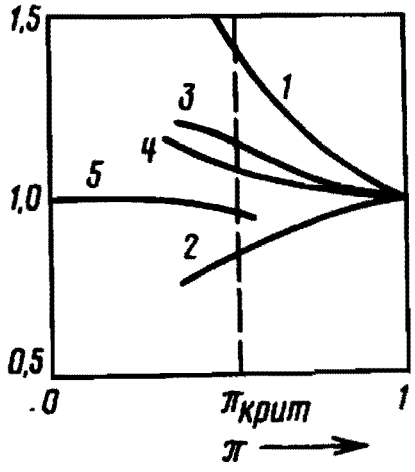


Рис. 12. Зависимость основных параметров от отношения давлений $\pi = p_2 / p_1$ [36]:
1 – $\zeta / \zeta_{\pi=1}$; 2 – $\alpha / \alpha_{\pi=1}$ $\triangleq$ $\triangleq k_\nu / k_{\nu,\ \pi=1}$; 3 – $\alpha_{ku} / \alpha_{ku,\ \pi=1}$; 4 – $\alpha_\rho / \alpha_{\rho,\ \pi=1}$; 5 – $\alpha_{ük} / \alpha_{ük,\ \pi=0}$ $\triangleq$ $\triangleq k_{Gl} / k_{Gl,\ \pi=0}$

$$\dot{m} = \left(\frac{f\, k_{Gl}}{7{,}08 \cdot 10^5\, A_y}\right) A_y \cdot \psi_{max} \sqrt{2 p_1 \rho_1}. \qquad (22)$$

Для α_ρ и f справедливы соотношения $\alpha_\rho = \alpha$ и $f = 1{,}45\ (1 - \pi)^{0{,}4425}$. Из изложенного следует, что пропускная способность арматуры как для несжимаемой, так и для сжимаемой среды в докритическом диапазоне в большой степени зависит от конструкции арматуры и подъема золотника. Для газов, кроме того, наблюдается еще зависимость от отношения давлений на входе и выходе.

Рассмотренные типы потоков показаны на рис. 11, зависимость отдельных параметров от отношения давлений – на рис. 12.

Для расчета потерь давления или массового расхода можно рекомендовать следующие формулы:

докритический поток, включая жидкости – формула (21) с возможностью пересчета с α на ζ или k_ν, и наоборот;

сверхкритический поток – формула (18) с возможностью пересчета с $\alpha_{ük}$ на k_{Gl}, и наоборот.

Эти формулы позволяют рассчитывать потери давления и массовый расход с точностью до ± 10 % [36]. Для более точного расчета следует учитывать влияние числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенок, которые в отдельных случаях могут быть достаточно большими.

3.7.3. Область применения параметров

Область применения рассмотренных в предыдущем разделе параметров обусловлена их физической сущностью (табл. 1) [34].

Исходя из задач изготовителя и потребителя можно рекомендовать следующее: для расчета у изготовителя использовать параметры α, $\alpha_{ük}$, α_ρ, для выбора у потребителя – параметры ζ, k_ν, k_{Gl}.

Таблица 1. Рекомендуемые области применения параметров

Параметр	Область применения					
	тип потока			тип арматуры		
	несжимаемый	сжимаемый докритический	сжимаемый сверхкритический	запорная	регулирующая	предохранительная
ζ	+			+		(+)
$\alpha_1 = \alpha_{\ddot{u}k}$	+				+	+
$\alpha_3 = \alpha_{\ddot{u}k}$			+		+	+
$\alpha_4 = \alpha_{\rho 3}$		+			+	
k_v	+				+	
k_{Gl}		(+)	+		+	

Параметры ζ, k_v и k_{Gl} являются обобщенными характеристиками арматуры, не содержат информации об условиях истечения и представляют интерес поэтому в первую очередь для потребителя. При этом величина ζ применяется в первую очередь для запорной арматуры в полностью открытом положении.

Параметры k_v и k_{Gl} применяют преимущественно для расходных характеристик регулирующей арматуры в зависимости от хода клапана (см. раздел 5.4).

Параметры α, α_ρ и α_{uk} характеризуют реальный расход по отношению к идеальному и зависят от размеров и формы арматуры. С помощью параметра α желаемый расход связывают с требуемым сечением в седле или с соотношением сечений. Коэффициент расхода α используют при гидродинамическом расчете и определении размеров и расходных характеристик арматуры.

3.8. РАСЧЕТ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ АРМАТУРЫ

Расход рабочей среды, проходящей через арматуру, определяется согласно разделу 3.7 и зависит от условного прохода, давления и гидравлического сопротивления, вида и температуры среды.

Объемный расход

$$\dot{V} = k_v \sqrt{\Delta p / \rho}. \qquad (23)$$

В стандартах и каталогах коэффициент k_v и пропускная способность арматуры даются для наиболее употребительных хладагентов в жидком и парообразном состоянии. Объемный расход и соответствующая ему пропускная способность (холодопроизводительность) могут быть определены на основе формулы (23).

Для жидкого хладагента

$$\dot{V}_F = k_v \sqrt{\Delta p / \rho_F}, \qquad (24)$$

$$\dot{Q}_F = 10^3 \Delta h \dot{V}_F \rho_F, \qquad (25)$$

где $\dot{V}_F$ – объемный расход жидкого хладагента, проходящий через арматуру, м³/ч; k_v – коэффициент условной пропускной способности, м³/ч; Δp – разность давлений на входе и выходе арматуры, МПа; ρ_F – плотность жидкости, кг/дм³; $\dot{Q}_F$ – холодопроизводительность жидкого хладагента, кДж/ч; Δh – разность энтальпий хладагента.

Для парообразного хладагента (предполагается, что $p_3/p_1 \geqslant \geqslant 0{,}95$, т. е. поток можно рассматривать как несжимаемый; см. раздел 3.7.2)

$$\dot{V}_G = 32 k_v \sqrt{\Delta p / \rho_G}, \qquad (26)$$

$$\dot{Q}_G = \dot{V}_G \rho_G \Delta h, \qquad (27)$$

где $\dot{V}_G$ – объемный расход хладагента, проходящего через арматуру, м³/ч; $\dot{Q}_G$ – холодопроизводительность, соответствующая расходу газа, Дж/ч; ρ_G – плотность пара после арматуры, кг/м³.

После подстановки получают

$$\dot{Q}_G = 32 \Delta h k_v \sqrt{\Delta p / \rho_G}. \qquad (28)$$

За номинальную принимают холодопроизводительность при температуре кипения $t_0 = -10$ °С, температуре жидкости перед арматурой $t_F = +25$ °С и падении давления в арматуре $\Delta p = 0{,}014$ МПа. Изменение температуры жидкости на ± 10 % дает изменение холодопроизводительности приблизительно на ± 10 % для хладонов и около ± 5 % для аммиака.

Расход перегретого пара обычно приводят при температуре насыщения +35 °С, падении давления в арматуре $\Delta p = 0{,}1$ МПа и при тем-

пературе перегретого пара +60 °С. Изменение температуры перегретого пара на ± 10 К меняет расход хладагента, проходящего через арматуру, приблизительно на ±2 %.

4. ОСНОВНОЕ НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ АРМАТУРЫ

Под холодильной установкой понимают совокупность устройств для производства и поддержания низких температур. Место, в котором должна поддерживаться такая температура, называют объектом охлаждения (холодильная камера, резервуар с охлаждающей жидкостью и т. д.). Температура объекта – это регулируемая величина, которая зависит от технологических требований. Она, как правило, ниже температуры окружающей среды и при всех условиях должна быть, насколько это возможно, постоянной. Потребляемая холодильной установкой энергия расходуется на преодоление тепловой нагрузки, которая складывается из внешних тепловых притоков и тепловых выделений продукта, хранящегося в холодильной камере. Тепловая нагрузка через испаритель передается к холодильной машине (рис. 13). В испарителе жидкий хладагент испаряется: при этом он поглощает теплоту из окружающей среды, охлаждая ее. Компрессор отсасывает перегретый пар хладагента и сжимает его до высокого дав-

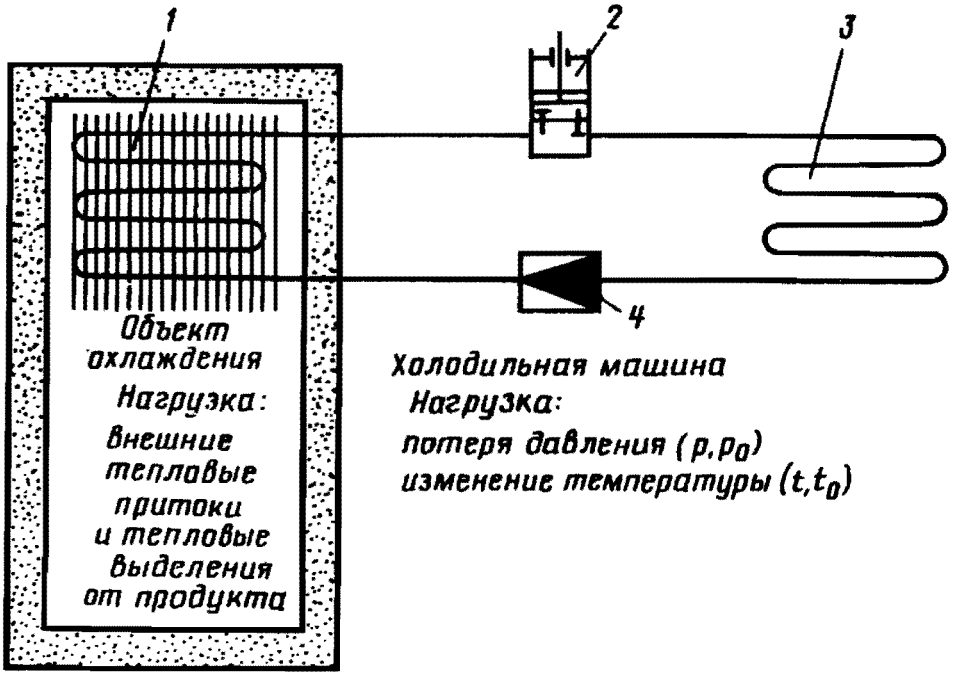


Рис. 13. Схема холодильной установки:

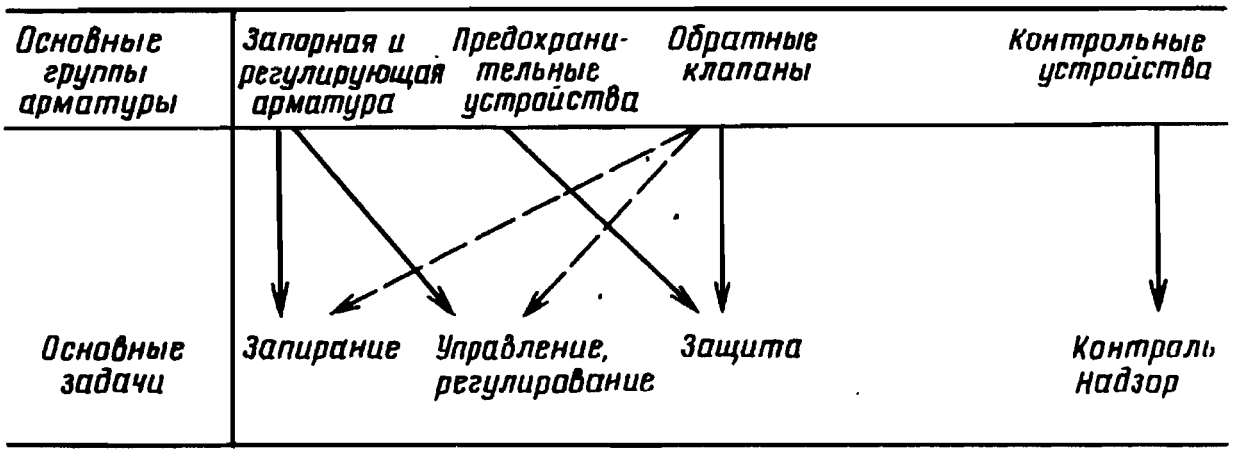
1 – испаритель; *2* – компрессор; *3* – конденсатор; *4* – регулирующий вентиль

ления. Температура хладагента при этом повышается. Пар хладагента с повышенными давлением и температурой попадает в конденсатор и конденсируется, отдавая тепловую энергию во внешнюю среду. Далее жидкий хладагент проходит через регулирующий вентиль (дроссель), где его давление снижается до давления кипения. В испарителе хладагент кипит при давлении p_0 и соответствующей ему температуре кипения t_0.

Для создания и поддержания желаемой температуры в объекте охлаждения через испаритель должен циркулировать хладагент, расход которого зависит от тепловой нагрузки. Задача состоит в том, чтобы целенаправленно воздействовать на поток хладагента и обеспечивать важные для холодильного цикла параметры, а следовательно, необходимую холодопроизводительность установки при заданной температуре. Это требует, как показано на рис. 1, использования большого количества арматуры.

С помощью арматуры прекращают или открывают поток хладагента, управляют работой, регулируют расход, предохраняют холодильную установку от нежелательных и опасных режимов работы, контролируют некоторые параметры. Таким образом, арматура позволяет осуществлять управление процессом в холодильной установке путем сознательного влияния на поток хладагента. В связи с этим можно выделить следующие основные задачи использования арматуры в холодильном цикле: запирание, управление, регулирование, защита, контроль и наблюдение.

Исходя из этих задач, холодильную арматуру подразделяют на следующие основные группы: предохранительные устройства, обратные клапаны, запорная, регулирующая и вспомогательная арматура. Классификация арматуры показана ниже:



Для решения конкретной задачи используют, как правило, соответствующий тип и размер арматуры. Вместе с тем встречаются случаи, когда для расширения выполняемых функций два или несколько типов арматуры включают последовательно или параллельно. Перечисленные группы арматуры включают в себя следующие ее типы:

запорная и регулирующая арматура – ручные запорные вентили, трехходовые переключающие вентили, ручные регулирующие вентили, ручные задвижки, электромагнитные клапаны, регулирующие клапаны с электрическим или пневматическим приводом;

предохранительные устройства – предохранительные клапаны и предохранительные мембраны;

вспомогательная арматура – фильтры-осушители, смотровые стекла, индикаторы влажности и фитинги. Выбор конкретной арматуры осуществляют в зависимости от основной задачи, рабочего давления и температуры, необходимой пропускной способности и вида соединений с трубопроводом.

5. ЗАПОРНАЯ И РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА

К запорной и регулирующей арматуре относят устройства, состоящие из привода и регулирующего органа и служащие для целенаправленного и непосредственного воздействия на расход рабочего вещества в трубопроводах и элементах машин и установок [40].

С помощью механических приспособлений в арматуре происходит преобразование перестановочного усилия в изменения положения регулирующего органа и, как следствие – в соответствующие изменения расхода [41]. Перестановочное усилие – это внешняя сила, прикладываемая к регулирующему органу с помощью ручного привода или исполнительного механизма.

К используемой в холодильной технике запорной и регулирующей арматуре относятся запорные клапаны (вентили), трехходовые переключающие и ручные регулирующие вентили*. Клапан-вентиль – это регулирующий орган, сопротивление потоку в котором меняется с помощью поступательного движения затвора, имеющего форму конуса или тарелки. Движение может происходить вертикально, наклонно или под углом к направлению потока. На рис. 14 показаны возможные формы корпуса клапана. Корпус делится перегородкой, в которой находится седло клапана. По форме затвор клапана может быть тарельчатый, щелевой, поршневой, параболический, игольчатый, с двойным конусом. В зависимости от назначения употребляют также затворы запорный и регулирующий.

Живое сечение потока в клапане определяется формой затвора и седла клапана и изменяется в зависимости от подъема h (рис. 15).

* Здесь и далее арматуру с вращающимся приводом приняли называть вентилями, а с приводом поступательного движения – клапаном. – *Прим. ред.*

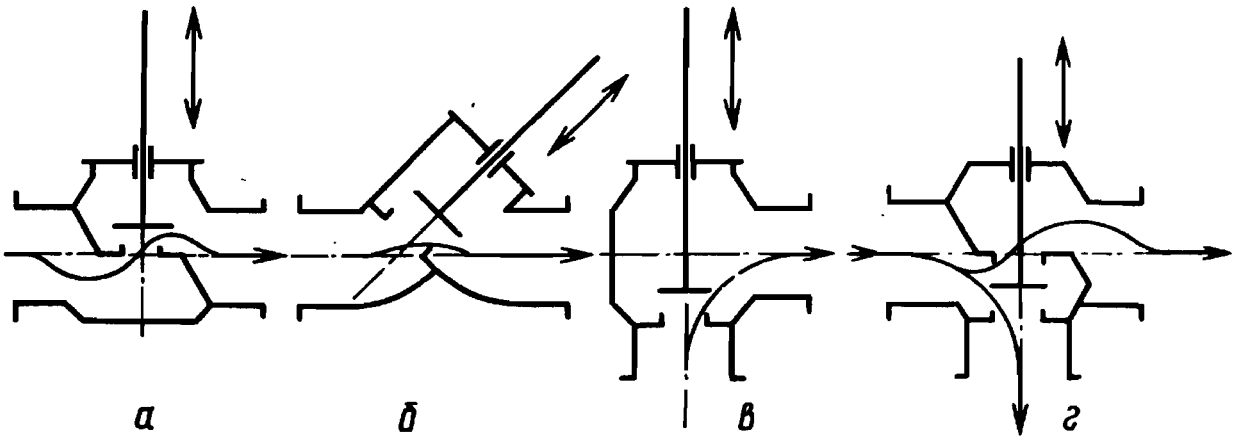


Рис. 14. Основные формы корпуса клапана:

а и *б* – проходной; *в* – угловой; *г* – трехходовой

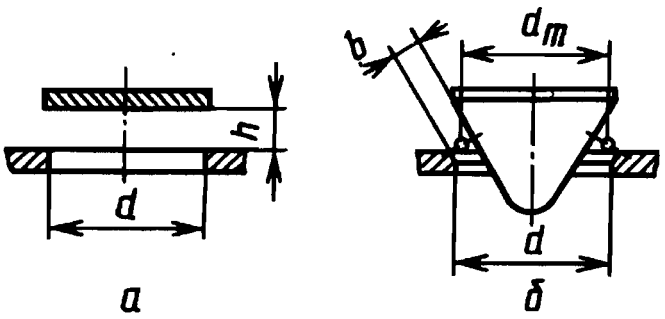


Рис. 15. Живое сечение потока в клапанах с тарельчатым и конусным затвором [54]

Для того чтобы у запорных клапанов, затвор которых имеет форму пластины, в полностью открытом положении потери давления были минимальны, ход должен составлять не менее $d/4$ (рис. 15, *а*).

Если затвор имеет сложную форму и входит в седло (регулирующий затвор), в любом положении освобождается только одно кольцевое сечение шириной b. Ширина кольца b зависит от формы затвора и подъема. Сечение кольца

$$A = \pi d_m b. \qquad (29)$$

На рис. 15, *б* схематично представлена зависимость освобождающегося сечения от формы затвора.

Клапаны и вентили можно приспособить к рабочим условиям, меняя форму корпуса, диаметр седла, исполнение и подъем затвора, уплотнение шпинделя. Для замены изнашивающихся частей (шпинделя, сальника, затвора и его уплотнения, седла) должен быть обеспечен легкий доступ к ним. Ремонт производят, как правило, с помощью простых приспособлений в условиях мастерской. В этом преимущество клапанов по сравнению с другими типами арматуры.

5.1. РУЧНЫЕ ЗАПОРНЫЕ ВЕНТИЛИ

Запорные вентили – это органы, предназначенные для запирания и освобождения потока среды. Если они закрыты, расход должен быть по возможности минимальным, если открыты – по возможно-

сти большим, т. е. вентиль должен вызвать незначительную потерю давления.

Запорные вентили выполняют в корпусах различной формы. Широко применяют угловые, а также проходные вентили с прямым и наклонным седлом (см. рис. 14). На ручные запорные вентили приходится основная часть всей арматуры, используемой в холодильных установках.

5.1.1. Устройство и принцип действия

Ручные запорные вентили (рис. 16) состоят из корпуса *1* с седлом клапана *2*, крышки *4*, шпинделя *6* с уплотнением *5* и резьбой *10*, затвора *3* и маховика *7*.

Седло вентиля вытачивают из материала корпуса или выполняют вставным. Ширина седла (обычно 2–5 мм) зависит от условного прохода, допустимого удельного давления и нажатия на поверхность мягкого уплотняющего элемента затвора (уплотнительное кольцо *13*). Для присоединения к трубопроводам используют фланцевые, резьбовые, паяные и сварные соединения (см. раздел 3.6). Затвор запорного вентиля имеет форму плоской тарелки или поршня, снабжен уплотняющим кольцом и крепится подвижно на шейке шпинделя, например с помощью круглого кольца. Создаваемый вручную крутящий момент через посредство резьбы шпинделя преобразуется в силу, действующую в направлении оси шпинделя. Следует различать вращающиеся и невращающиеся шпиндели. Если шпиндель участвует в движении затвора по отношению к седлу, его называют подвижным.

Резьба шпинделя может быть расположена ниже уплотнения шпинделя, т. е. внутри корпуса, либо выше. Вентили, предназначенные для холодильных установок, имеют резьбу, расположенную ниже уплотнения.

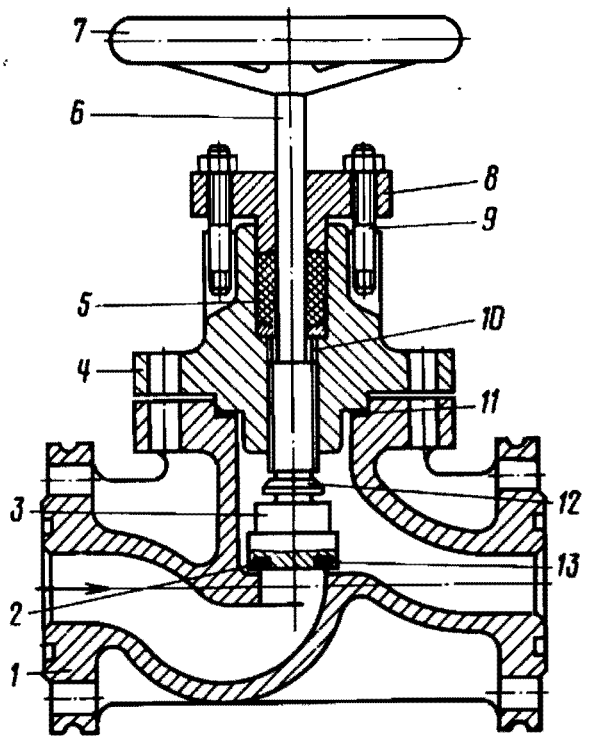


Рис. 16. Ручной запорный клапан:

1 – корпус; *2* – седло; *3* – затвор; *4* – крышка; *5* – уплотнение шпинделя; *6* – шпиндель; *7* – маховик; *8* – нажимная втулка сальника; *9* – шпилька сальника; *10* – резьба в крышке; *11* – плоские прокладки; *12* – конус обратного уплотнения; *13* – уплотнительное кольцо затвора

Диаметр маховика выбирают так, чтобы необходимое для герметичного запирания усилие на шпинделе могло создаваться вручную.

При закрывании вентиля затвор сначала садится на седло, а затем усилием, приложенным к маховику, прижимается к седлу, что обеспечивает герметичное перекрытие.

Крышка клапана уплотняет корпус снаружи. В качестве уплотняющих элементов обычно используют плоские прокладки (см. поз. *11* на рис. 16, а также раздел 3.4). Корпус и крышку скрепляют шпильками. В крышке размещают уплотнительное устройство для шпинделя, а кроме того, крышка выполняет роль его направляющей. У представленного на рис. 16 запорного вентиля шпиндель уплотняется с помощью сальника (см. раздел 3.5).

Ручные запорные вентили, применяемые для холодильных агентов, снабжают так называемым затвором обратного уплотнения *12*. Для этого на шпинделе или на корпусе затвора предусматривают уплотняющую поверхность, которая в полностью открытом состоянии прижимается к дополнительному седлу в крышке и перекрывает отверстие в крышке, предотвращая воздействие давления среды на сальник. Кроме разгрузки сальника, обратное уплотнение позволяет при необходимости заменить набивку сальника или круглые кольца, а также произвести подтяжку сальника. Наибольшую надежность с точки зрения потерь хладагента имеют бессальниковые вентили (см. раздел 3.5). В некоторых случаях они позволяют расположить резьбу и другие подвижные детали вне зоны воздействия рабочей среды.

5.1.2. Ручные запорные вентили в холодильных установках

В каждой холодильной установке, за исключением малых герметичных, имеются запорные вентили. Хотя они и не оказывают прямого влияния на работу установки, но без них немыслима ее эффективная эксплуатация, обслуживание и уход. Несмотря на то что запорными вентилями иногда не пользуются годами, они должны поддерживаться в работоспособном состоянии и быть герметичными. Некоторыми запорными вентилями периодически пользуются, например вентилями для горячей оттайки воздухоохладителей.

Первые запорные вентили, предназначенные для применения в холодильных установках, были разработаны для аммиака. Корпусные детали изготовляли из чугуна и стального литья. Конструкция таких запорных вентилей сохранилась до настоящего времени (см. рис. 16). К трубопроводу они присоединяются фланцами.

Уплотнение шпинделя выполняют с помощью сальника (см. раздел 3.5). В открытом положении шпиндель дополнительно уплотняют обратным затвором, уплотнение в седле вентиля – способом "металл по

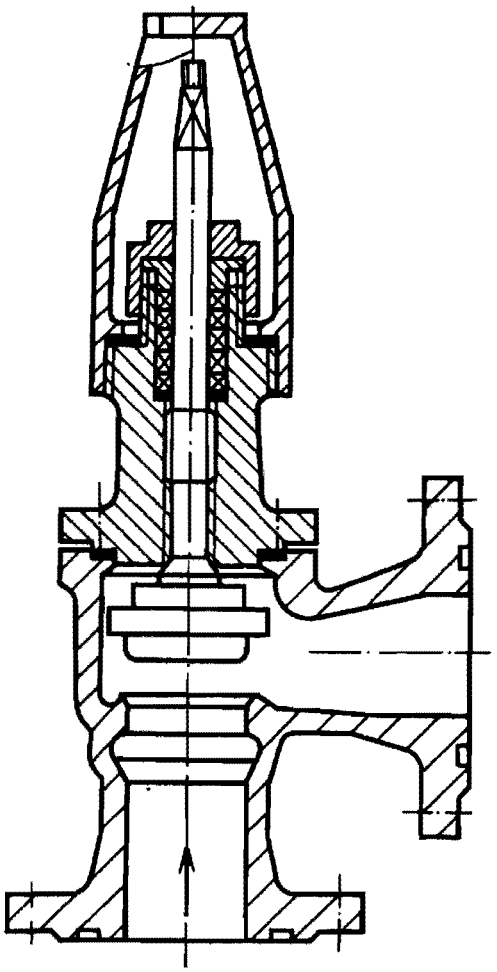


Рис. 17. Угловой запорный вентиль с защитным колпаком (Herl, ФРГ)

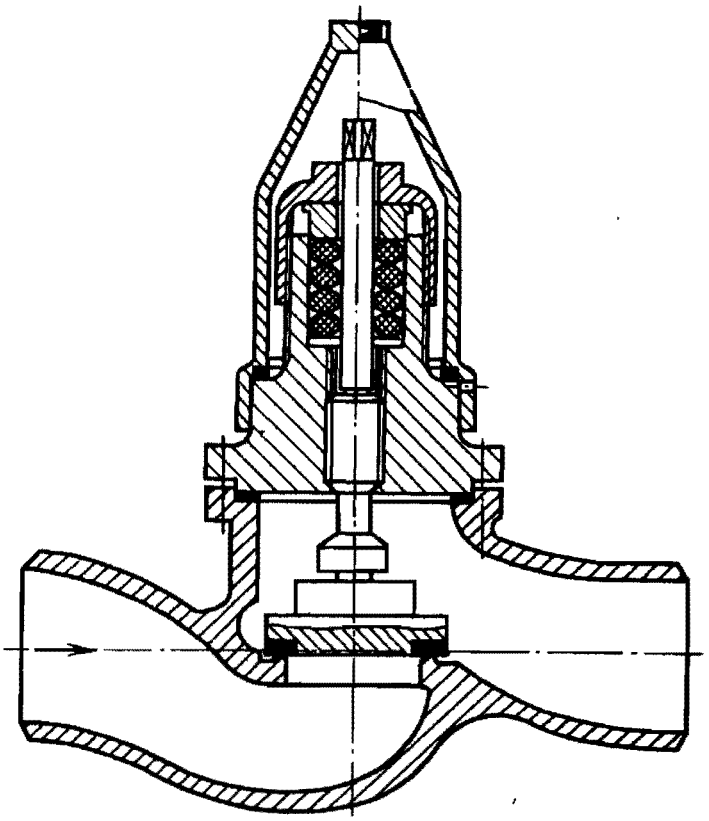


Рис. 18. Запорный клапан с присоединением под приварку и защитным кожухом

металлу". Уплотнительное кольцо затвора чаще всего делается из баббита, который заливают в канавку затвора.

У некоторых современных запорных вентилей этого вида удлиняют сальниковую коробку и вместо нажимной втулки сальника на шпильках применяют резьбовую гайку (рис. 17). Установка сальника повышает плотность соединения, применение гайки обеспечивает более равномерное нажатие на набивку.

Угловой запорный вентиль с защитным колпаком (см. рис. 17) монтируют в таких местах установки, где во время нормальной работы запорные вентили не должны функционировать, например, на всасывающей и нагнетательной стороне компрессора, или применяют их в случаях, когда клапаны должны закрываться только при ремонте установки. При таких условиях необходимо использовать специальные ключи. Во избежание некомпетентного вмешательства защитные колпаки пломбируют. Наряду с этим колпак дополнительно уплотняет шпиндель. Как уже упоминалось выше, фланцевые и резьбовые соединения являются источником негерметичности и потерь хладагента.

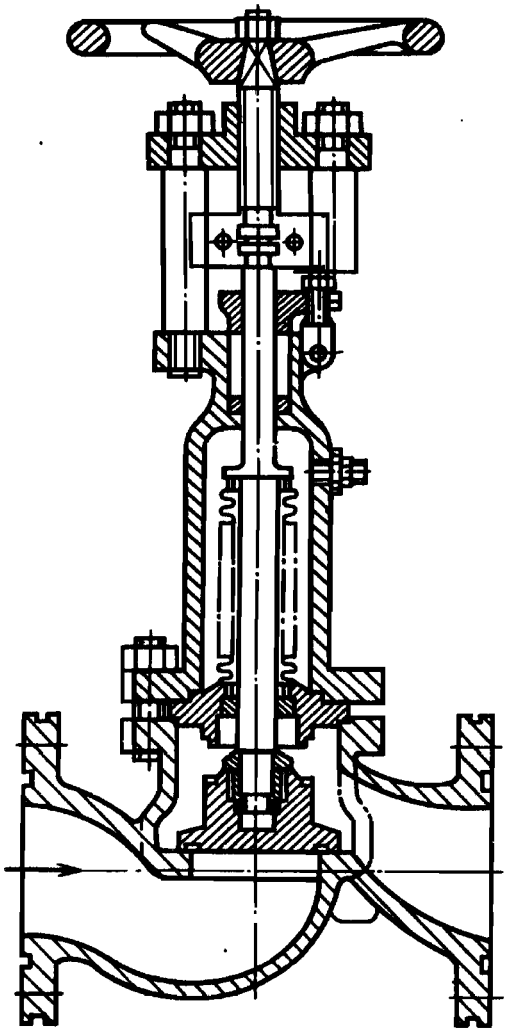
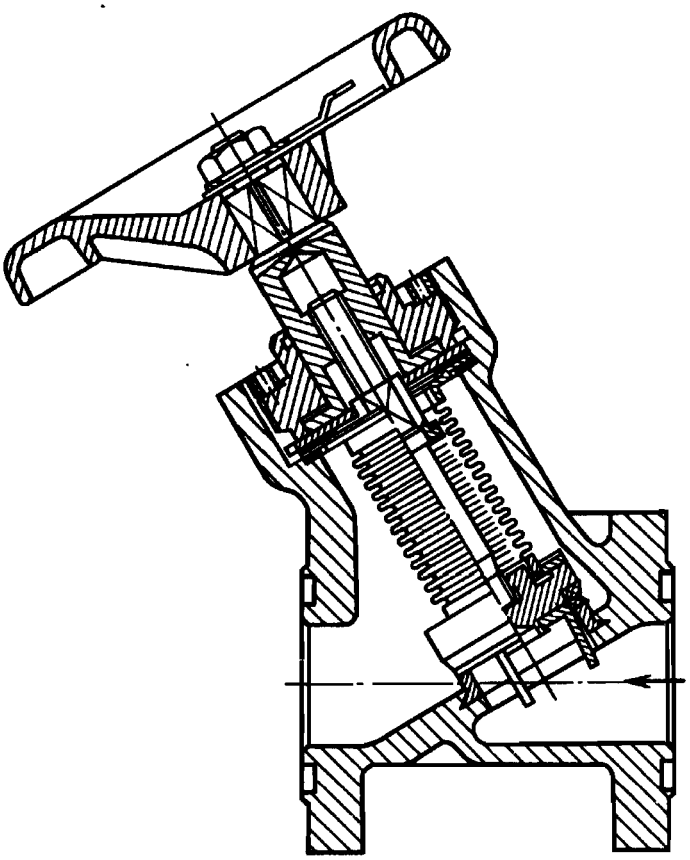


Рис. 19. Сильфонный запорный вентиль с защитным сальником

Рис. 20. Сильфонный запорный вентиль с наклонным седлом



Поэтому везде, где это возможно, прибегают к сварным и паяным соединениям. Это полностью относится к запорным вентилям, которые в настоящее время часто изготовляют именно для таких соединений (рис. 18).

В настоящее время большое внимание уделяют поискам новых путей обеспечения холодильной техники более совершенной арматурой. На рис. 19—21 представлены некоторые варианты найденных решений.

Запорный вентиль на рис. 20 имеет, кроме металлического сильфона, еще и защитный сальник, который должен воспрепятствовать выходу большого количества хладагента при повреждении сильфона. Дополнительно вентиль защищен от возможных утечек по шпинделю обратным уплотнением затвора, которое, ограничивая одновременно ход затвора, защищает сильфон от повреждения. Эти вентили удовлетворяют всем требованиям с точки зрения герметичности по отношению к внешней среде, но их существенным недостатком является большая масса и высота, поэтому они малопригодны для современных холодильных установок, используемых на судах, железнодо-

Рис. 21. Сварной запорный вентиль с кольцевым уплотнением шпинделя и с концами под приварку (Grasso, Нидерланды)

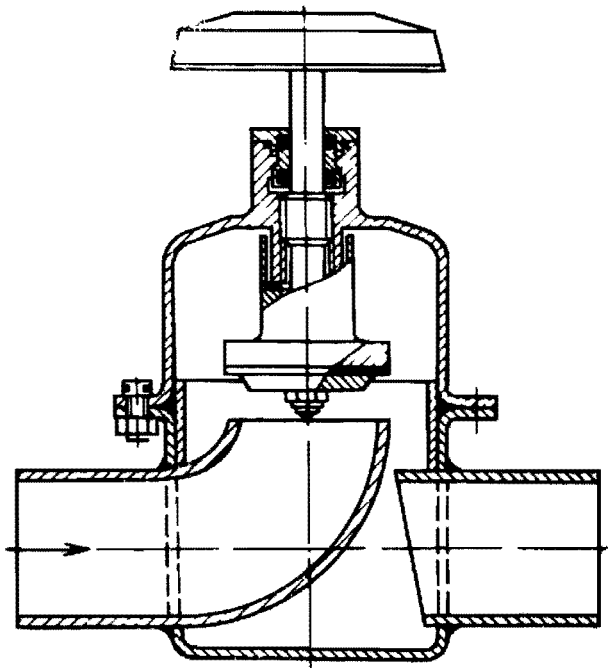
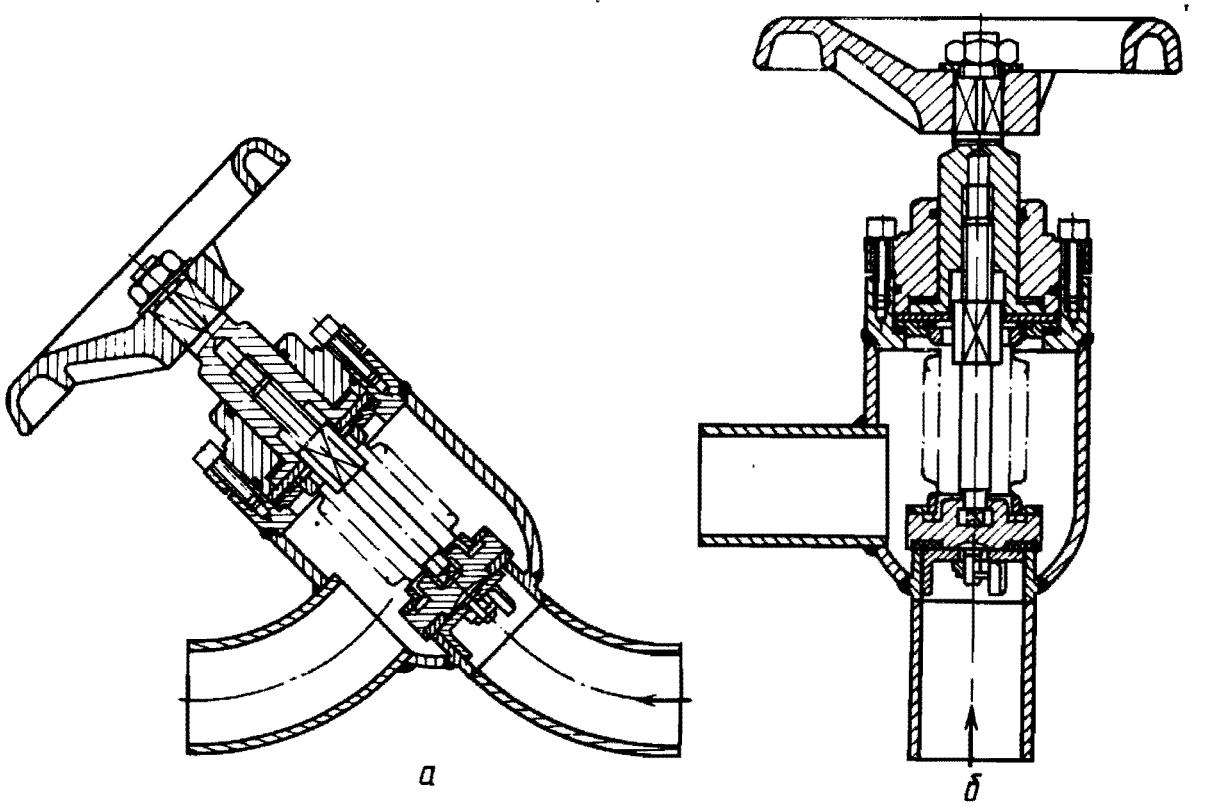


Рис. 22. Сильфонный запорный вентиль в сварном корпусе и с концами под приварку (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Пренцлау):

а – проходной; *б* – угловой



рожном и автомобильном транспорте (см. раздел 2). Значительные преимущества в этом отношении имеет малогабаритная конструкция вентиля, показанная на рис. 20.

Новое направление в области производства вентилей для холодильной техники отражает представленный на рис. 21 запорный вентиль со сварным корпусом из стального листа и стальных сегментов труб. Фланцевое соединение крышки и корпуса разъемное. Шпиндель уплотнен двумя кольцами: нижнее предназначено в первую очередь для

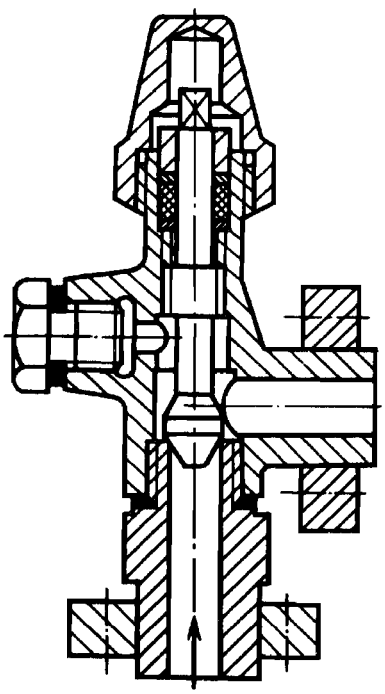


Рис. 23. Угловой вентиль для компрессоров с сальниковым уплотнением, фланцевым присоединением и защитным колпаком (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Альтенбург)

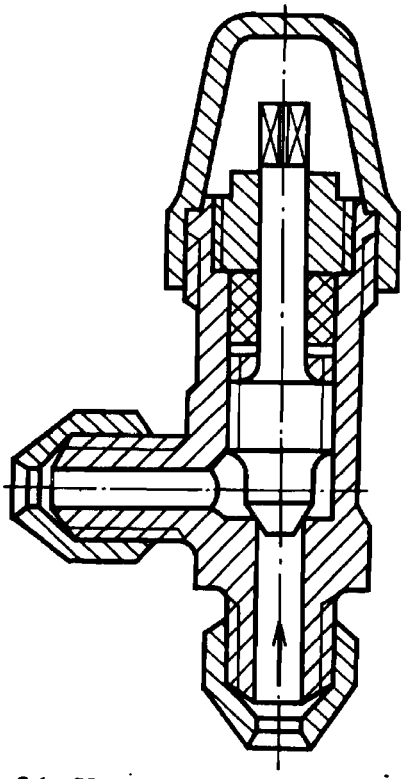


Рис. 24. Угловой вентиль с сальниковым уплотнением и соединением отбортовкой (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Альтенбург)

предотвращения утечки хладагента, верхнее — для защиты от проникновения загрязнений и влаги.

Современное решение представляет собой и запорный вентиль, отличительной особенностью которого является сварной корпус из сегментов тонкостенных стальных труб, благодаря чему исключается опасность хрупкого излома при низких температурах (рис. 22). Вместе с тем корпус должен быть достаточно жестким, чтобы сохранялась форма и положение седла под воздействием усилия закрытия, внутреннего давления и усилия, передаваемого от трубопроводов. Хорошее качество сварных корпусов гарантируют современный уровень подготовки специалистов в области сварки, высокое качество автоматического и полуавтоматического сварочного оборудования, а также жесткий контроль, которому подвергают сварные швы.

Все части, подвергающиеся износу, могут быть легко заменены. Съемная крышка позволяет осуществлять замену встроенных деталей. Это имеет большое значение, так как в большинстве случаев ремонта требуют именно встроенные детали, а не корпус, который остается на трубопроводе.

Шпиндель уплотняют металлическим сильфоном из хромоникелевой стали, который сваривается герметично с затвором. Для таких металлических сильфонов минимальный ресурс обычно не менее 20 000 циклов (двойных ходов) при номинальном давлении.

Во избежание самопроизвольного вращения шпинделя в бесса никовых вентилях его резьбу выполняют с самоторможением. Вращательное движение маховика с помощью резьбовой втулки преобразуется в поступательное движение шпинделя, при этом маховик не имеет осевого перемещения. Круглое кольцо между крышкой и резьбовой втулкой и в верхней части корпуса препятствует проникновению влаги и загрязнений внутрь сильфона, что предохраняет его от разрушения из-за размораживания и промерзания. Уплотнение в затворе осуществляется кольцом из материала ПТФЭ, которое при необходимости может быть заменено. Такое кольцо в состоянии выдержать длительную эксплуатацию, сохраняя необходимую герметичность. Конструкция затвора обеспечивает его равномерную посадку на седло. В связи с тем что при работе шпиндель не вращается, а выполняет лишь поступательное движение, исключается вращение затвора и уплотнительного кольца относительно седла и, следовательно, его износ из-за трения.

В показанных на рис. 16, 17 и 18 вентилях седло находится на уровне днища или перегородки корпуса. Это приводит к тому, что загрязнения собираются вблизи седла и возникает опасность попадания их между затвором и седлом и нарушения герметичности вентиля.

Высоко поднятое седло вентилей показано на рис. 21 и 22.

Запорные вентили для небольших холодильных установок и трубопроводов малого диаметра, в первую очередь медных, существенно отличаются по конструктивному исполнению от запорных вентилей для больших установок и стальных трубопроводов. По этой причине их целесообразно рассматривать раздельно. Также надо делать различие между угловыми вентилями (рис. 23 и 24), которые используются преимущественно в компрессорах как запорные, и вентилями проходного и углового исполнения (рис. 25) для аппаратов и трубопроводов.

В то время как корпус вентиля, изображенного на рис. 23, состоит из двух свинченных деталей, неразъемный корпус вентиля, изображенного на рис. 24, представляет собой одну деталь. Резьба шпинделя в этих вентилях находится внутри корпуса в полости, уплотненной сальником. К нижнему концу шпинделя привернут затвор. Показанный на рис. 23 вентиль имеет обратный конусообразный затвор, который в полностью открытом состоянии перекрывает дополнительное седло и полость сальника. Обратный затвор, кроме того, является ограничителем, который препятствует выдавливанию шпинделем набивки сальника. Тип уплотнения в основном седле и в обратном затворе – "металл по металлу". Защитный колпак уплотняет шпиндель, предотвращая утечки хладагента в атмосферу и ограничивая доступ к шпинделю лишь в самых необходимых случаях. Дополнительный штуцер (см. рис. 23) служит для присоединения контрольного манометра или защитного реле давления.

Вентиль может работать в трех положениях:

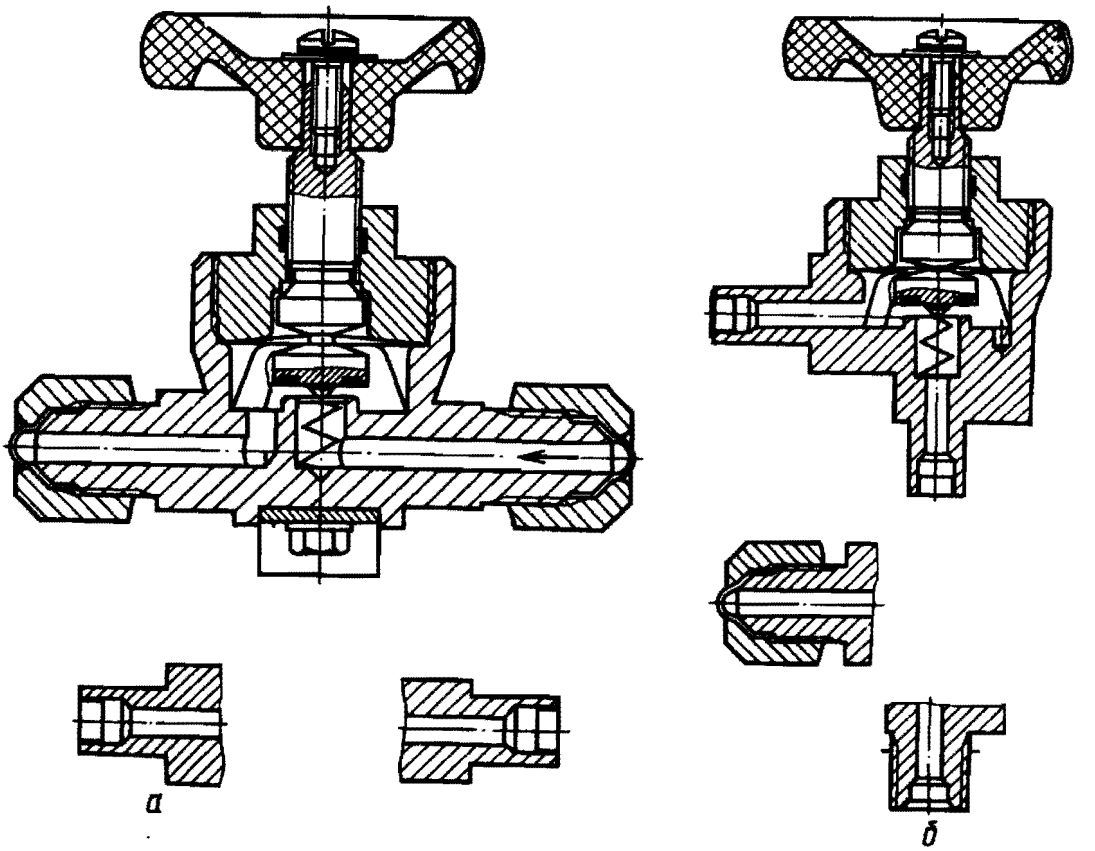


Рис. 25. Мембранный запорный вентиль проходного (*а*) и углового (*б*) типов с присоединением к трубопроводу способом пайки (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Альтенбург)

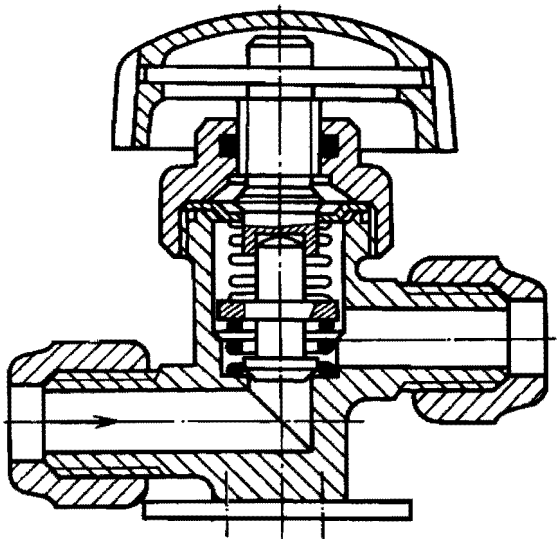


Рис. 26. Сильфонный запорный вентиль с присоединением способом отбортовки

а) шпиндель вывернут до упора, основное седло полностью открыто, манометр отключен;

б) шпиндель ввернут до упора, основное седло полностью закрыто, обратный затвор открыт. Манометр подключен и показывает давление на выходе вентиля;

в) шпиндель находится в положении неполного (или почти полного) открытия основного седла. При этом обратный затвор приоткрывается, и манометр оказывается подключенным к потоку рабочей среды.

Если изображенный на рис. 23 вентиль установлен на стороне всасывания компрессора, дополнительный штуцер может быть использован для зарядки машины хладагентом при закрытом основном седле. Если

запорный вентиль установлен на стороне нагнетания компрессора, дополнительный штуцер может быть использован для вакуумирования машины также при закрытом основном седле.

Угловые вентили, представленные на рис. 23 и 24, предназначены в основном для периодического обслуживания, профилактического контроля и ремонта, заполнения хладагентом, ликвидации различных отказов.

Бессальниковые запорные вентили с присоединением отбортовкой и пайкой, изображенные на рис. 25 и 26, предназначены для небольших холодильных установок и трубопроводов малого диаметра. Уплотнение шпинделя выполнено с помощью мембраны или металлического сильфона (см. раздел 3.5).

Если некоторое время назад для работы с большим числом циклов предпочтение отдавали сильфонным вентилям, то в настоящее время наметилась тенденция возврата к мембранным вентилям. Современные материалы для мембран обеспечивают достаточную циклическую долговечность. При этом вентили имеют меньшие размеры, массу и цену.

Шпиндель и затвор вентиля, показанного на рис. 25, разделены мембраной. Закрывается вентиль при движении шпинделя вниз. Ход затвора обеспечивается осевой направляющей, которая прилегает к стенкам корпуса и по центру которой приклепан затвор. При вращении шпинделя в обратном направлении затвор поднимается находящейся под седлом пружиной. Если шпиндель вывернут до упора, кромка крышки корпуса вместе с конусом на шпинделе действует как обратное уплотнение, благодаря которому в случае поломки мембраны вентиль продолжает работать еще некоторое время без больших потерь хладагента.

Уплотнение в седле осуществлено с помощью латунного кольца (тип "металл по металлу") или с помощью полимерного кольца, как правило, из ПТФЭ.

При другом варианте роль затвора выполняет стальной шарик, расположенный в отверстии под мембраной. В закрытом состоянии стальной шарик перекрывает латунное седло. Открывание обеспечивает пружина под шариком.

Конструкция вентилей, изображенных на рис. 25 и 26 обеспечивает легкий доступ к внутренним деталям. При паяном соединении во избежание повреждения внутренних деталей от сильного нагрева их на время монтажа вынимают.

5.2. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ КЛАПАНЫ

Регулирующие органы, работающие в режиме включения и выключения могут быть приведены в действие электромагнитами. В холодильных установках такие клапаны получили широкое распространение. Электромагнитные клапаны используют в качестве автоматических

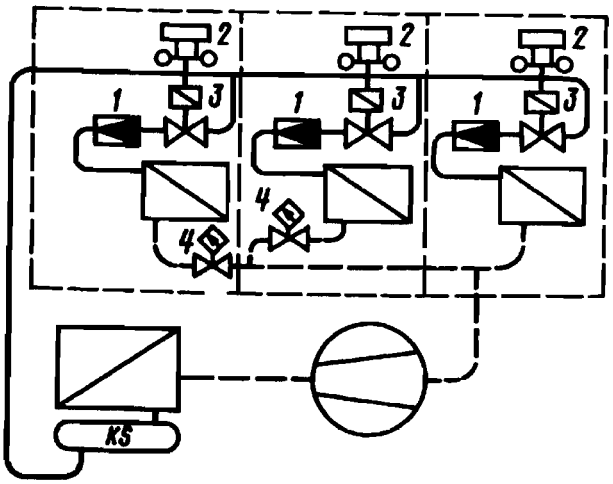


Рис. 27. Применение электромагнитных клапанов в установке с тремя объектами охлаждения:

1 – регулирующий вентиль; *2* – термореле; *3* – электромагнитный клапан; *4* – регулятор давления кипения

запорных устройств, например в установках со многими испарителями для включения и выключения испарителей, и включаются перед регулирующим вентилем (рис. 27).

5.2.1. Устройство

Роль исполнительного механизма клапана (рис. 28) выполняет электромагнит, роль затвора – тарелка, уплотняющая часть поршня или мембраны. Катушку заключают в кожух *10*. Подвижный сердечник *14* помещают в направляющей разделительной трубке *15*, верхний конец которой перекрывают неподвижным сердечником *11* с короткозамкнутым медным кольцом *12*, которое может быть вставлено также в подвижный сердечник. Применение кольца исключает вибрацию и шум сердечника при включении катушки в цепь переменного тока. Электромагнит обычно снабжают возвратной пружиной *8* для гашения механических колебаний и надежной обратной посадки подвижных деталей.

Электромагнитные клапаны изготовляют в сальниковом и бессальниковом исполнении. Различие заключается в способе передачи усилия в полость клапана. В первом случае движение расположенного вне корпуса электромагнитного привода передается через уплотненный сальником шпиндель к затвору. Электромагнит, установленный вне корпуса, работает в условиях окружающей атмосферы и может соединяться со шпинделем с помощью системы рычагов (рис. 29). Во втором случае, при отсутствии сальника, трубка, отделяющая внутреннюю полость клапана от внешней среды, герметична. Сердечник электромагнита находится внутри корпуса и омывается рабочей средой. Магнитный поток от катушки к сердечнику передается через немагнитную разделительную трубку (см. рис. 28).

В настоящее время отдают предпочтение бессальниковым электромагнитным клапанам, применение которых повышает допустимую частоту включения, так как отсутствует износ шпинделя и сальника, исключает загрязнение и заклинивание шпинделя, особенно после дли-

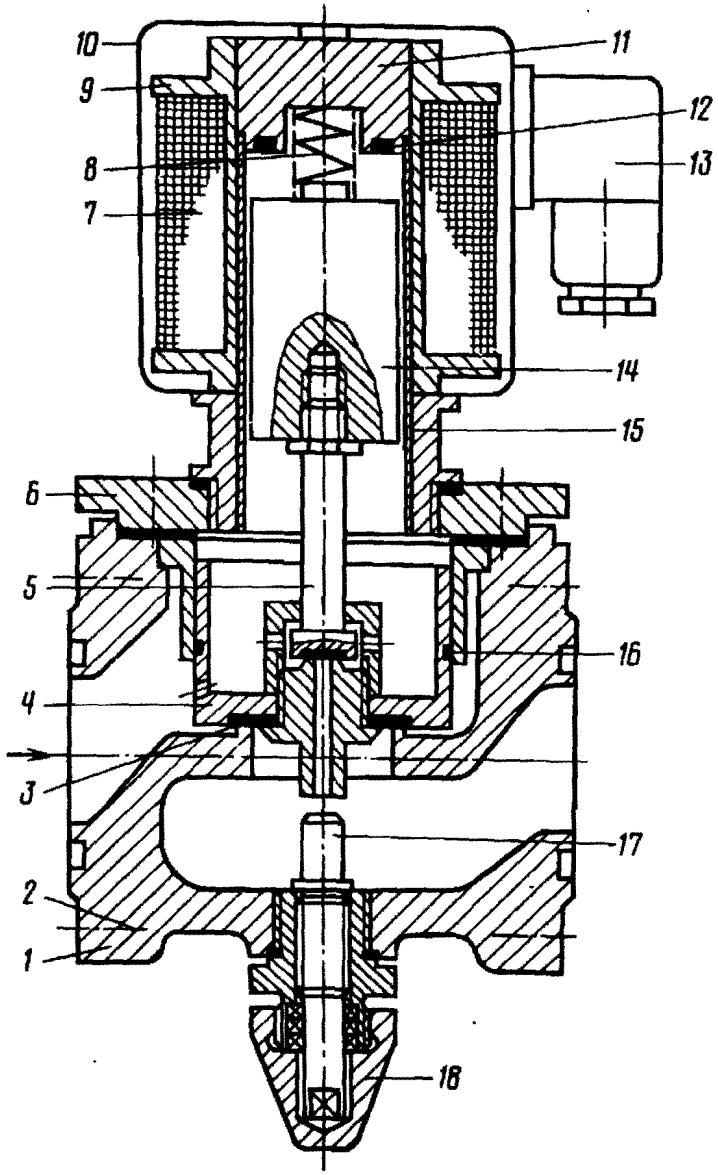
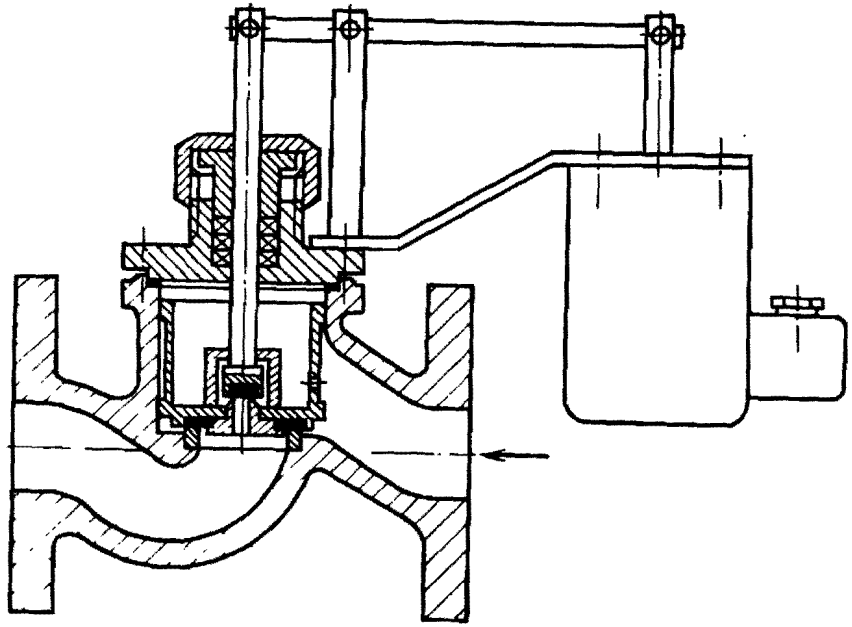


Рис. 28. Бессальниковый электромагнитный клапан:

1 – корпус; *2* – фланец; *3* – седло; *4* – затвор; *5* – шпиндель; *6* – крышка; *7* – электромагнитная катушка; *8* – возвратная пружина; *9* – каркас катушки; *10* – кожух катушки; *11* – неподвижный сердечник; *12* – короткозамкнутое кольцо; *13* – приспособления для электрического подсоединения; *14* – подвижный сердечник; *15* – разделительная трубка; *16* – уплотнительное кольцо; *17* – шпиндель ручного дублера; *18* – защитный колпак

Рис. 29. Электромагнитный клапан с сальником и рычажной передачей



тельных пауз между включениями, снижает эксплуатационные затраты из-за отсутствия сальника. Однако бессальниковые электромагнитные клапаны имеют и недостатки: при высокой температуре рабочей среды должны быть предусмотрены тепловая изоляция катушки, а также более эффективное ее охлаждение; вязкие рабочие среды препятствуют движению сердечника.

5.2.2. Принцип действия

Клапан открывается и закрывается движением сердечника, который притягивается катушкой при замыкании электрической цепи. При этом следует различать электромагнитные клапаны нормально закрытые, которые открываются при подаче тока в катушку и остаются открытыми до тех пор, пока через них протекает электрический ток и нормально открытые, т. е. клапаны, которые закрываются при подаче тока в катушку, и остаются закрытыми до тех пор, пока через них протекает электрический ток. Нормально закрытое исполнение считается обычным, в то время как нормально открытое исполнение используется только в особых случаях, например, в установке, в которой в момент выключения электрического тока в сети или отключения клапана требуется открыть трубопровод. Такой же клапан целесообразно использовать, если он должен быть открыт большую часть эксплуатационного времени. В этом случае происходит лишь кратковременное потребление электроэнергии и нагрев электромагнита. Управляющий электросигнал для включения электромагнитного клапана может быть получен от ручного или автоматического коммутационного аппарата. При замыкании или размыкании электрической цепи электромагнитный клапан полностью открывает или закрывает поток. Работу таких клапанов в промежуточном положении не предусматривают.

При использовании электромагнитных клапанов рабочую среду подают, как правило, "на клапан". При закрытом клапане затвор под давлением среды прижимается к седлу. Усилие прижатия и герметичность затвора обусловливаются прежде всего эффективной разностью давлений до и после клапана. С возрастанием разности давлений протечка через затвор уменьшается $\dot{V}_L = f\Delta p$ (рис. 30). Следует отметить,

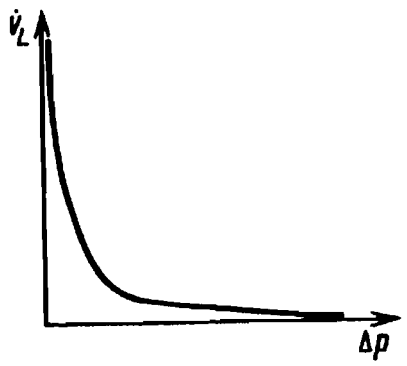


Рис. 30. Зависимость протечки $\dot{V}_L$ через закрытый клапан от разности давлений Δp на клапане

однако, что электромагнитные клапаны не обеспечивают столь же высокую степень герметичности, как ручные запорные вентили.

Классификация электромагнитных клапанов представлена в табл. 2. Различают клапаны прямого, непрямого и комбинированного действия. Наиболее широкое применение находят клапаны непрямого действия. Клапаны прямого действия используют в основном при небольшом диаметре условного прохода и не слишком высоких давлениях. Преимущество клапанов непрямого действия заключается в небольшой мощности электромагнитов, в которых используется энергия рабочей среды. В этом случае электромагнит открывает только малое вспомогательное отверстие, которое в свою очередь управляет работой основного затвора.

Таблица 2. Классификация электромагнитных клапанов

Тип клапана	Способ управления основным затвором	Область применения
Прямого действия	Электромагнит	Малые диаметры условного прохода; нижний предел разности давлений – от нуля
Непрямого действия	Давление рабочей среды	Все диаметры условного прохода; нижний предел разности давлений больше нуля
Комбинированного действия	Давление рабочей среды и электромагнит	Все диаметры условного прохода; нижний предел разности давлений равен нулю

5.2.2.1. Клапаны прямого действия

Работа клапанов прямого действия основана на простейшем способе управления. Затвор клапана жестко связан со шпинделем и подвижным сердечником. Роль затвора может выполнять сам сердечник (рис. 31). При подъеме сердечника освобождается полное сечение прохода. Электромагнитные клапаны прямого действия открываются независимо от давления и расхода рабочей среды и остаются открытыми до тех пор, пока через электромагинт протекает электрический ток. При отключении тока сердечник опускается и затвор перекрывает седло. Пружина в верхней части сердечника ускоряет запирание и повышает его надежность. Сила, действующая на закрытый затвор, складывается из усилия от разности давлений до и после клапана, собственного веса сердечника и затвора, силы действия пружины.

5.2.2.2. Клапаны непрямого действия

Работа всех электромагнитных клапанов непрямого действия основана на использовании разности давлений на входе и выходе для поддержания клапана в открытом положении.

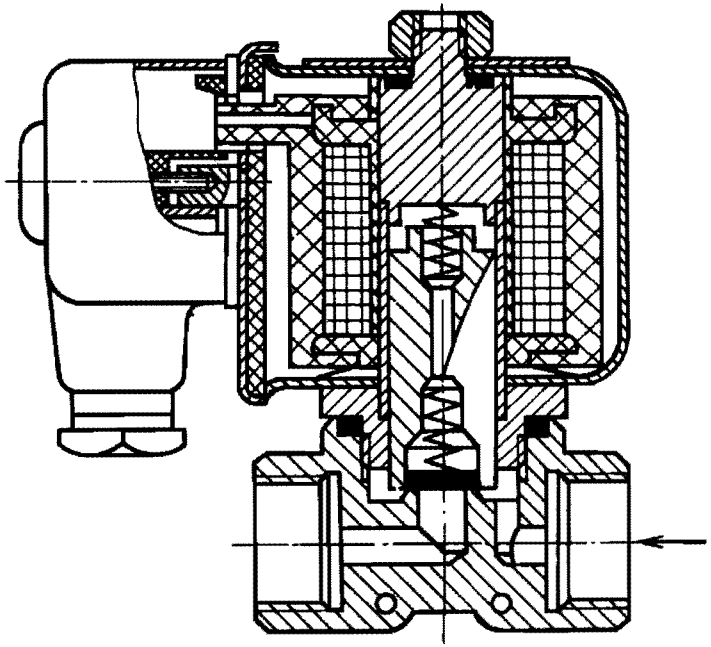


Рис. 31. Электромагнитный клапан прямого действия (VEB Meßgerätewerk, ГДР, Байерфельд)

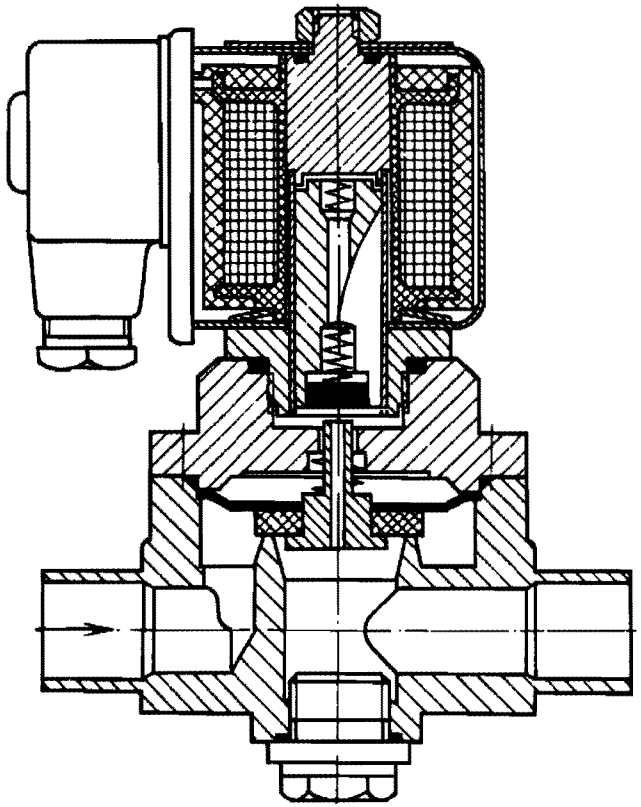


Рис. 32. Электромагнитный клапан прямого действия с мембранным приводом

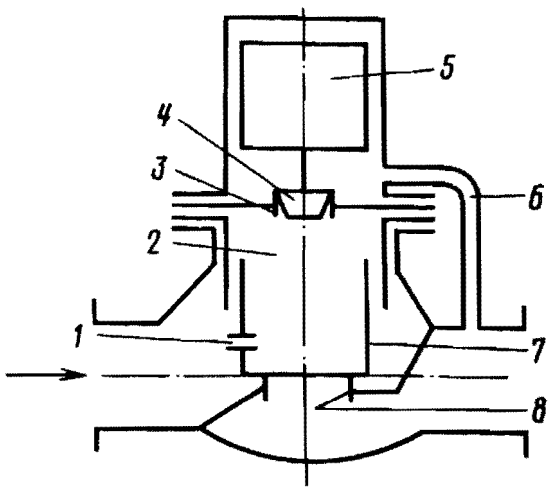


Рис. 33. Функциональная схема электромагнитного клапана непрямого действия с поршневым приводом:

1 – уравнительное отверстие; *2* – промежуточная полость; *3* – седло вспомогательного затвора; *4* – вспомогательный затвор; *5* – сердечник; *6* – отверстия для сброса; *7* – поршень с основным затвором; *8* – седло основного затвора

Электромагнитные клапаны непрямого действия имеют два затвора: основной и вспомогательный. Основной затвор может располагаться на мембране (рис. 32) или поршне (рис. 33). Промежуточная полость над поршнем или мембраной связана через уравнительное отверстие со стороной входа и через седло вспомогательного затвора со стороной выхода. При заполнении промежуточной полости через уравнительное отверстие усилие на основной затвор увеличивается.

Для повышения надежности работы основного затвора его центрируют во избежание радиальных смещений. В мембранном клапане вспомогательное седло и уравнительное отверстие расположены в мембране. В поршневом клапане вспомогательное седло закреплено жестко в крышке. Его выход соединен со стороной выхода через отверстие в корпусе и крышке. Общее сечение перетекания образуется из суммы сечений кольцевого зазора между поршнем и цилиндром и уравнительного отверстия в поршне (см. рис. 33) *. Для уменьшения перетечения через кольцевой зазор, ширина которого зависит от технологии изготовления, предусматривают уплотнительные кольца прямоугольного сечения.

Уравнительное отверстие действует таким образом, что при перекрытии вспомогательного седла над основным затвором образуется давление, равное давлению на входе. Так как усилие, действующее на затвор сверху, больше усилия, действующего на него снизу (давление на входе больше давления на выходе), результирующая сила ока-

---

* Тип электромагнитного клапана, схема которого приведена на рис. 33, можно определить как нормально открытый: при отсутствии электрического тока вспомогательный затвор открывается вследствие перепада давлений, а при подаче тока подвижный сердечник перемещается вниз и затвор удерживается в закрытом состоянии. Применение нормально закрытого клапана по данной схеме требует дополнительной возвратной пружины, усилия которой достаточно для противодействия перепаду давлений на закрытом вспомогательном затворе. В этом случае электромагнит при включении тянет сердечник вверх с усилием, достаточным для сжатия пружины. – *Прим. ред.*

зывается направленной на закрытие, прижимает основной затвор к седлу и запирает поток.

При отсутствии в катушке тока вспомогательный затвор под воздействием разности давлений открывает малое седло, и среда, находящаяся в промежуточной полости, направляется в сторону выхода. Небольшое сечение уравнительного отверстия создает гидравлическое сопротивление, в результате чего давление в промежуточной полости достаточно быстро опускается до величины, близкой величине давления на стороне выхода. Входное давление, действующее на поршень, создает усилие в направлении открытия основного затвора, и клапан открывается.

Основной затвор электромагнитного клапана непрямого действия поднимается и остается открытым исключительно от сил, создаваемых перепадом давлений до и после клапана. Поэтому для нормальной работы такого клапана необходим определенный минимальный перепад давлений между входом и выходом, который в зависимости от конкретной конструкции может составлять 0,005–0,5 МПа.

Клапан непрямого действия закрывается при закрытом положении вспомогательного затвора. Заполнение промежуточной полости происходит через уравнительное отверстие. При этом происходит повышение давления и основной затвор прижимается к седлу. Возвратная пружина поддерживает вспомогательный затвор в закрытом положении. Время закрытия определяется соотношением между диаметром уравнительного отверстия и объемом промежуточной полости.

Необходимое тяговое усилие электромагнита определяется силой, необходимой для поднятия вспомогательного затвора при заданном ходе, его собственного веса и сил трения. Из-за малого хода вспомогательного затвора и небольшого сечения вспомогательного седла требуется небольшое тяговое усилие электромагнита. В клапанах непрямого действия с помощью малых электромагнитов можно получить значительные гидравлические усилия. Но это преимущество может быть достигнуто только при определенных перепадах давления и условиях истечения (см. раздел. 5.2.3.1.).

На рис. 34 представлен электромагнитный клапан непрямого действия с двойным управлением. Сердечник управляет затвором мембраны путем отпирания и запирания вспомогательного затвора первой ступени. С его помощью открывается и закрывается относительно большое седло вспомогательного затвора второй ступени управления (диаметр до 10 мм). Таким образом осуществляется управление основным затвором. Эта схема позволяет управлять клапаном с относительно большим кольцевым зазором между поршнем и цилиндром.

У электромагнитных клапанов непрямого действия существуют следующие зависимости между уравнительным отверстием, вспомогательным седлом, разностью давлений и временем запирания:

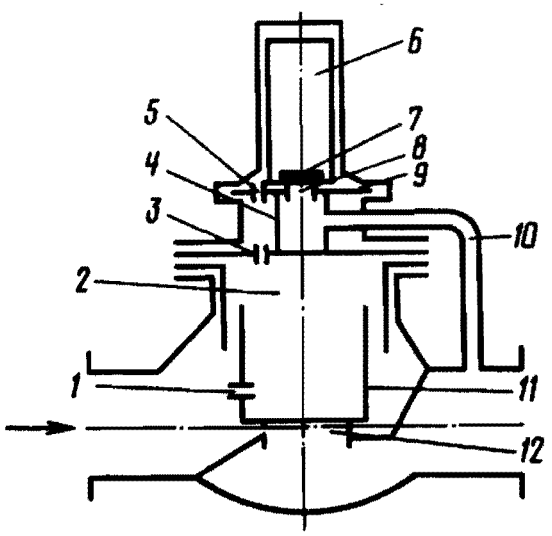


Рис. 34. Функциональная схема электромагнитного клапана непрямого действия с двойным управлением:

1 – уравнительное отверстие в поршне; *2* – промежуточная полость; *3* – отверстие сообщения полостей; *4* – седло вспомогательного затвора второй ступени; *5* – уравнительное отверстие в мембране; *6* – сердечник; *7* и *8* – вспомогательный затвор и седло первой ступени; *9* – вспомогательный затвор второй ступени; *10* – сброс на сторону выхода; *11* – поршень с основным затвором; *12* – основное седло

а) чем меньше уравнительное отверстие, тем больше управляющая разность давлений, и наоборот;

б) управляющую разность давлений можно также увеличить с увеличением вспомогательного седла при постоянном уравнительном отверстии. Но величина вспомогательного седла ограничена тяговым усилием электромагнита, поскольку увеличение диаметра вспомогательного седла в $\sqrt{2}$ раз требует удвоения тягового усилия;

в) на время запирания клапана решающее влияние оказывает величина уравнительного отверстия. Чем больше это отверстие при определенном объеме промежуточной полости, тем меньше время запирания и наоборот. При этом следует делать различия для жидкой и газообразной сред. Если хотят получить одинаковое время запирания, уравнительное отверстие должно быть больше. В общем случае работоспособность обеспечивается, если уравнительное отверстие меньше вспомогательного седла.

Мембранные электромагнитные клапаны обычно не выпускают больших размеров из-за ограничений по допустимой нагрузке на мембрану. Материал мембраны имеет также ограничения по температуре рабочей среды. В клапанах для холодильных агентов применяются мембраны из стойких к хладагентам эластомеров и армированного стекловолокном материала ПТФЭ.

5.2.2.3. Клапаны комбинированного действия

Клапаны этого типа сочетают в себе свойства клапанов прямого и непрямого действия. Примером может служить клапан, приведенный на рис. 28. Электромагнитные клапаны комбинированного действия также имеют основной и вспомогательный затворы. От клапанов непрямого действия они отличаются тем, что основной затвор может открываться и оставаться в этом положении при отсутствии разности давлений на входе и выходе клапана. Основной затвор отрывается от

седла усилием, развиваемым электромагнитом, при этом поршень с затвором связан со шпинделем через заплечики, имеющие люфт.

Промежуточная полость над поршнем связана через уравнительное отверстие со стороной входа и через находящееся в поршне вспомогательное седло со стороной выхода. Усилие на закрытом затворе создается, как и у клапанов непрямого действия (см. раздел 5.2.2.2), за счет перепада давления на входе и выходе.

При отпирании клапана электромагнит отрывает от седла вспомогательный затвор, который при своем движении ударяется заплечиком об ограничитель и отрывает поршень и основной затвор от седла. Таким образом, основной затвор подвергается принудительному воздействию электромагнита. Одновременно при открытии вспомогательного затвора происходит уменьшение давления над поршнем и давление, действующее под поршнем, создает дополнительное усилие на открытие.

Закрытие происходит после опускания вспомогательного затвора под действием собственного веса и возвратной пружины. Время закрытия зависит от размера уравнительного отверстия.

Требуемое тяговое усилие электромагнита определяется необходимым усилием для отрыва вспомогательного затвора при заданном ходе основного затвора, при этом необходимо учитывать собственный вес подвижных деталей и трения. Электромагнитные клапаны комбинированного действия требуют применения электромагнитов со значительно большим тяговым усилием, чем у клапанов непрямого действия. При увеличении условного прохода необходимое тяговое усилие заметно увеличивается.

Хотя схема этих клапанов и гарантирует функционирование при минимальной скорости потока и минимальной разности давлений, включая $\Delta p = 0$, их применение должно быть достаточно обосновано фактическими требованиями к конкретной установке (см. раздел 5.2.3.1).

5.2.2.4. Клапаны непрямого действия с внешним управлением

Клапаны с внешним управлением представляют собой комбинацию из двух клапанов: основного клапана, или исполнительного устройства, и управляющего электромагнитного клапана малого условного прохода. Основной клапан монтируется на трубопроводе и имеет поршень с затвором. Управляющий электромагнитный клапан монтируется на линии управления, связывающей между собой основной клапан с источником импульса. В качестве управляющего клапана используют, как правило, электромагнитный клапан прямого действия.

Изображенный на рис. 35 клапан с внешним управлением работает как электромагнитный клапан непрямого действия, при этом основной клапан HV закрывается при закрытом управляющем клапане MV. Эту

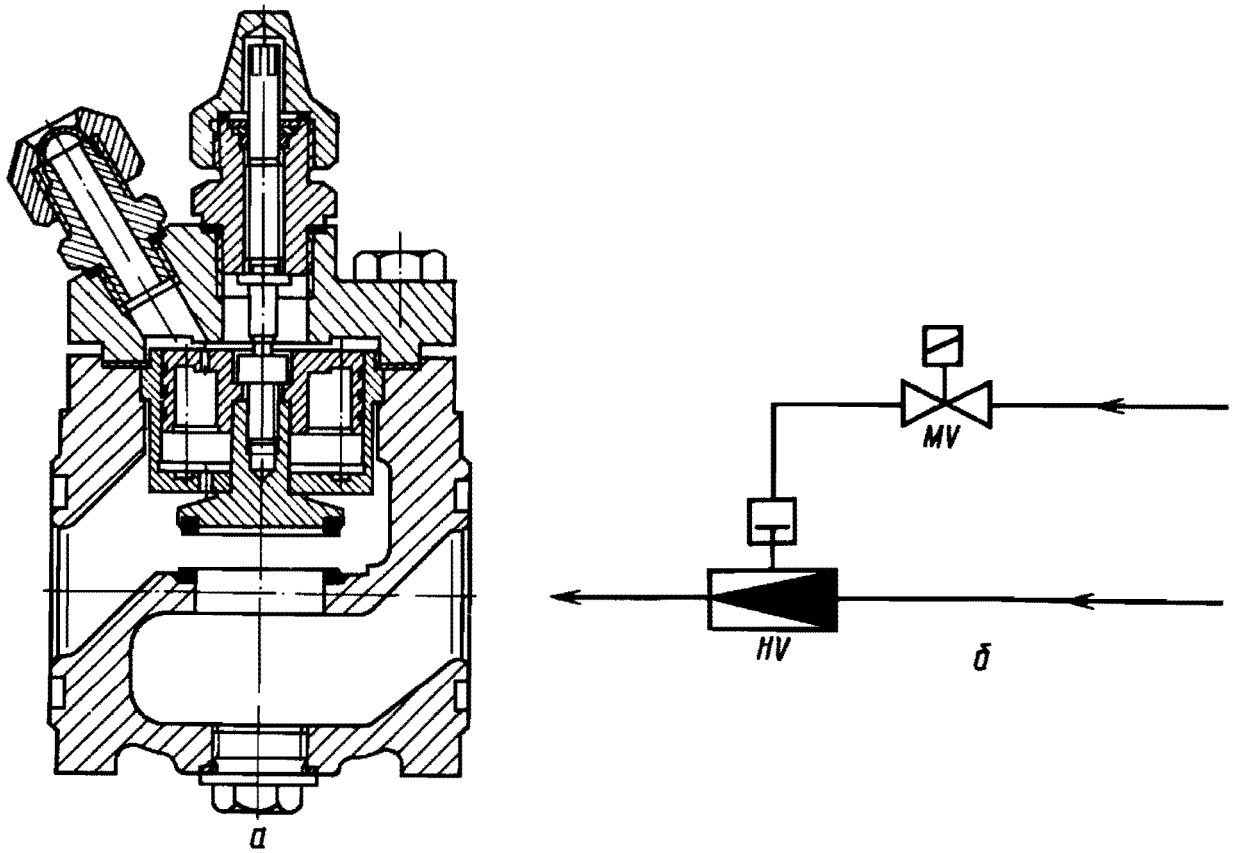


Рис. 35. Электромагнитный клапан непрямого действия с внешним управлением (основной клапан нормально закрытый):

а – основной клапан; *б* – схема соединения основного и управляющего клапана (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Пренцлау): *HV* – основной клапан; *MV* – управляющий электромагнитный клапан

комбинацию можно применять, если имеется возможность при открытом управляющем клапане создать давление над поршнем, меньшее чем давление на стороне входа основного клапана. Полость над поршнем связана со стороной входа через уравнительные отверстия в днище цилиндра и в поршне. Суммарное сечение отверстия в поршне и перетечек меньше сечения седла управляющего клапана. При закрытом управляющем клапане над поршнем создается давление, равное давлению на входе. Это давление создает усилие, прижимающее затвор к седлу. При этом основной клапан закрыт. Если управляющий клапан открывается, давление над поршнем падает до давления, равного давлению в управляющем трубопроводе. Под действием перепада давлений на входе и внутри поршня развивается усилие, преодолевающее силу, приложенную к затвору, и отрывающее его от седла. При этом основной клапан открыт.

Для открытия и поддержания основного клапана в открытом положении необходима минимальная разность давлений на входе основного клапана и в управляющем трубопроводе, составляющая примерно 0,02–0,03 МПа. Перепада давлений между сторонами входа и выхода основного клапана может не быть.

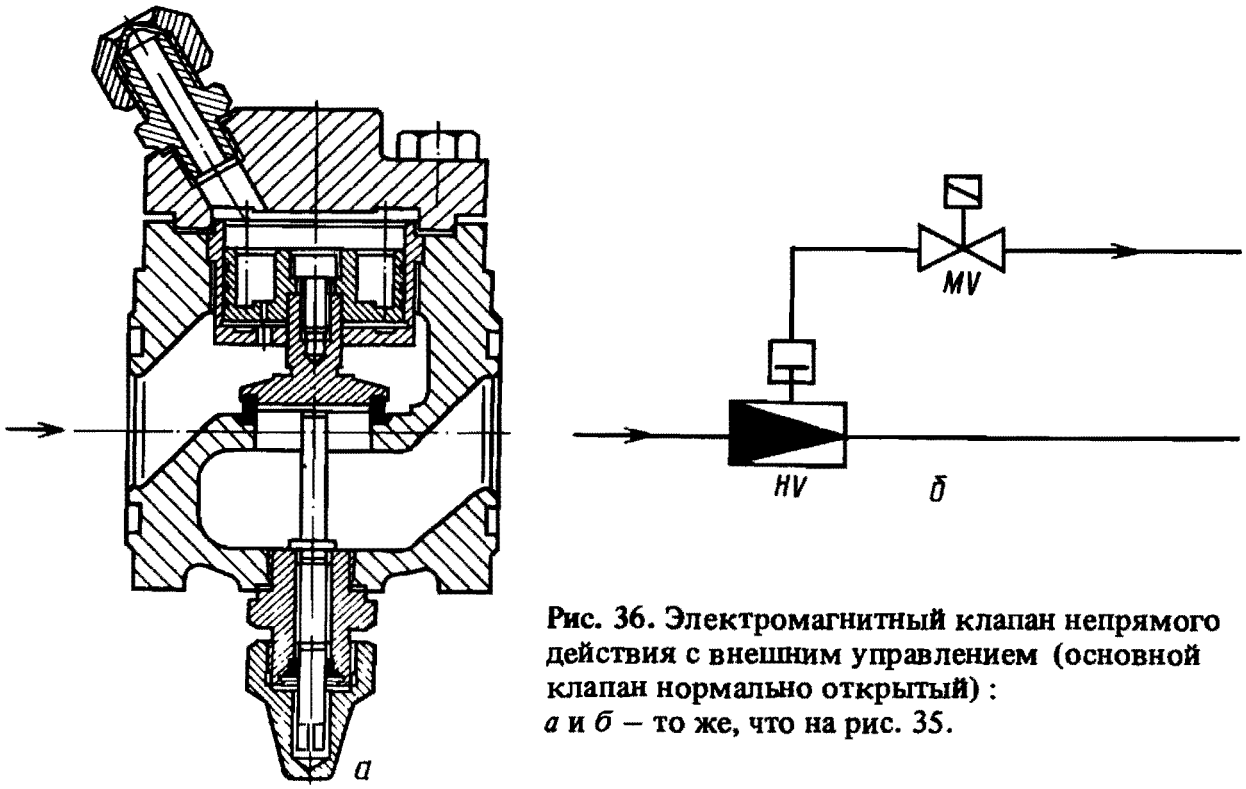


Рис. 36. Электромагнитный клапан непрямого действия с внешним управлением (основной клапан нормально открытый) :
а и *б* – то же, что на рис. 35.

При закрытии управляющего клапана давление над поршнем повышается и сила, удерживающая основной клапан, исчезает. Закрывается клапан с помощью возвратной пружины. При больших условных проходах могут наблюдаться гидравлические удары вследствие слишком быстрого открытия и закрытия клапана. Движение поршня может быть демпфировано путем более тщательного подбора размеров уравнительных отверстий с учетом объема полости над поршнем. Неконтролируемый переток рабочей среды между поршнем и цилиндром может быть устранен с помощью поршневых колец прямоугольного сечения.

На рис. 36 показана еще одна комбинация основного и управляющего клапанов. Основной клапан отличается от изображенного на рис. 35 направлением потока и направлением действия пружины и поршня. Вследствие этого клапаны выполняют разные функции: если изображенный на рис. 35 основной клапан при обесточенном управляющем клапане закрыт, клапан на рис. 36 в этом положении открыт.

Эта комбинация применяется в том случае, если с помощью управляющего трубопровода над поршнем можно создавать давление большее, чем давление на входе основного клапана. При закрытом управляющем клапане давление на и под поршнем одинаково. Пружина держит затвор основного клапана в открытом состоянии. Перепад давления среды действует в направлении открытия затвора. Если управляющий клапан открыт, над поршнем создается давление большее, чем на входе. Этого давления должно быть достаточно, чтобы прижать затвор к седлу. Разность давлений в трубопроводе управления и перед основным клапаном используется для закрытия затвора и поддержания его в этом положении и должна составлять примерно 0,1 МПа.

Если управляющий клапан закрывается, давления над и под поршнем вновь сравниваются и пружина открывает затвор основного клапана. Работа основного клапана также не требует перепада давлений на входе и выходе.

Электромагнитные клапаны с внешним управлением имеют то преимущество, что с помощью небольшого электромагнитного клапана может быть получен большой автоматический запорный клапан. Потеря давления определяется исключительно размером и гидравлическим сопротивлением клапана, расходом рабочей среды и, как правило, очень невелика.

5.2.3. Электромагнитные клапаны в холодильных установках

Решающее влияние на работоспособность и срок службы рассмотренных в разделе 5.2.2 электромагнитных клапанов имеют монтаж и условия эксплуатации. Поэтому важнейшим требованием является использование электромагнитных клапанов только для допущенных изготовителем рабочих условий. В особой степени это относится к перепаду давлений на клапане и температуре среды.

5.2.3.1. Функциональные свойства, применение и границы использования

К важным параметрам электромагнита, обеспечивающим надежную работу электромагнитного клапана, относятся тяговое усилие F, работа электромагнита W и ход сердечника h. Для лучшего сравнения параметров отдельных вариантов управления Нестлер [43] ввел параметр k как отношение диаметра седла (в клапанах непрямого действия — диаметр вспомогательного седла) к диаметру условного прохода. Примерные значения k приведены в табл. 3.

Таблица 3. Примерные значения k для некоторых электромагнитных клапанов

Условное давление, МПа	Рабочая среда	Диаметр условного прохода, мм		
		25	50	100
1,6	–	–	0,1	–
4,0	Вода	0,2	0,14	0,07
	Воздух	0,2	0,14	0,1
	Пар	0,2	0,14	0,1

Согласно табл. 4 требуемое тяговое усилие F электромагнитов в клапанах непрямого и комбинированного действия равны и в k^2 раз меньше усилий электромагнитных клапанов прямого действия.

Однако размеры электромагнита определяются в первую очередь необходимой работой W. Для электромагнитных клапанов комбинированного действия они составляют около 0,5—4 % значения для электромагнитных клапанов прямого действия. Существенное преимущество электромагнитных клапанов непрямого действия, в том числе клапанов с внешним управлением, состоит в том, что необходимая для них работа электромагнита в k раз меньше работы, необходимой для клапанов комбинированного действия (около 0,035—0,8 % работы электромагнитных клапанов прямого действия).

Таблица 4. Параметры электромагнитов

Тип клапана	Ход h	Тяговое усилие F	Работа W
Прямого действия	h_1	F_1	W_1
Комбинированного действия	h_1	$k^2 F_1$	$k^2 W_1$
Непрямого действия	kh_1	$k^2 F_1$	$k^3 W_1$

На рис. 37 представлена зависимость необходимой работы электромагнита от условного прохода при $k = 0{,}1$ для разности давлений на клапане Δp = 1,6 МПа. Графики позволяют также оценить границы применения основных типов клапанов, если, как рекомендуют некоторые авторы, принять при Δp = 1,6 МПа как допустимые значения $W \approx 1-3$ Дж при малом и $W \approx 3-6$ Дж при большом условном проходе.

Итак, при одинаковой работе электромагнитные клапаны непрямого действия могут быть применены для бóльших условных проходов и разностей давлений, чем клапаны комбинированного действия. Однако наряду с этим преимуществом имеются и определенные их недостатки, которые необходимо иметь в виду при выборе электромагнитных клапанов.

Обширные исследования в этой области дают достаточное представление о работе электромагнитных клапанов комбинированного и непрямого действия. Работа электромагнитных клапанов комбинированного действия имеет следующие особенности при открытии и закрытии. При открытии после установления достаточной напряженности магнитного поля сердечник подтягивается. Однако при этом повышается индуктивность и полное сопротивление электромагнита. Пусковой ток в связи с этим сохраняется лишь короткое время. Из-за связанного с этим уменьшения тяги якорь под действием основного и вспомогательного затворов может двинуться в обратном направлении, т. е. в направлении запирания.

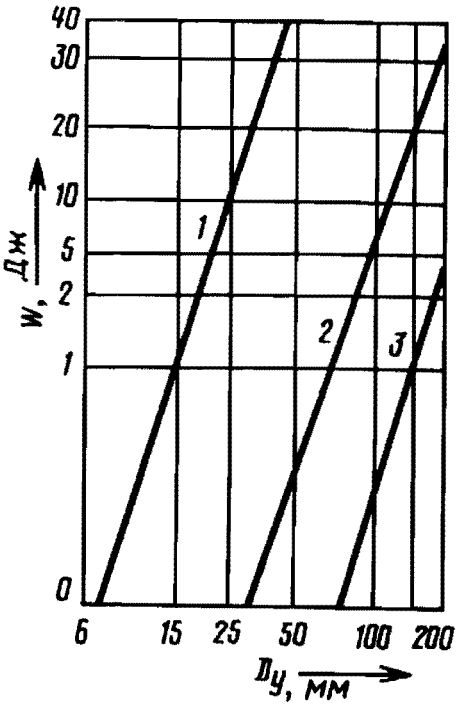


Рис. 37. Необходимая работа электромагнита W в зависимости от диаметра условного прохода D_y для электромагнитных клапанов прямого (*1*), комбинированного (*2*) и непрямого (*3*) действия [43]

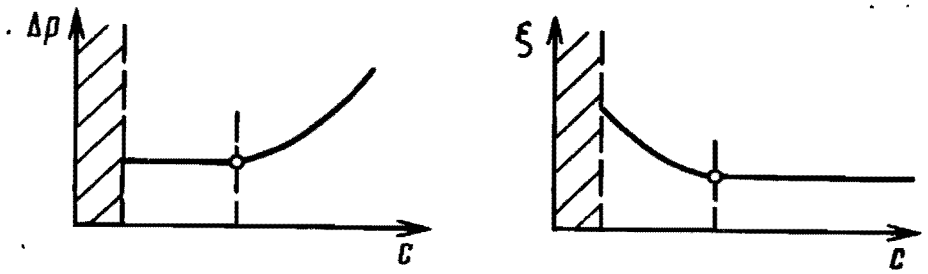


Рис. 38. Упрощенный вид зависимости падения Δp и величины ζ от скорости потока для клапана непрямого действия

После отключения клапана наблюдается кратковременное усиление электромагнитного поля и замедление движения вспомогательного затвора, что вновь может привести к его отпиранию, поднятию уже почти закрытого основного затвора и к так называемому повторному удару, связанному с реверсированием основного затвора, прежде чем он достигнет седла. В результате возникают затухающие или незатухающие колебания затвора. Во избежание этого нежелательного явления принимают необходимые меры, с помощью которых вспомогательный затвор держится принудительно закрытым во время процесса запирания. В первую очередь — это использование возвратной пружины, которая удерживает вспомогательный затвор при внешних возмущениях и колебаниях потока в трубопроводе. Кроме того, она тормозит нарастание скоростей газов и паров во время отпирания и препятствует жесткому удару подвижного сердечника о неподвижный. С помощью пружины и замедления вытеснения находящейся над сердечником и над основным затвором среды (так называемого гидравлического торможения) поршень переходит из одного положения в другое почти без толчка.

В то время как отпирание и удержание в открытом положении электромагнитных клапанов комбинированного действия не состав-

ляет проблемы даже при минимальной разности давлений (см. раздел 5.2.2.3), то при работе электромагнитных клапанов непрямого действия следует обратить внимание на следующее. Так как открытие происходит с помощью перепада давления среды (см. раздел 5.2.2.2), при малых подъемах клапан становится как бы автоматическим регулятором и поддерживает почти постоянный перепад давлений (рис. 38). С увеличением объемного расхода степень отпирания основного затвора увеличивается. Величина ζ при этом уменьшается обратно пропорционально квадрату скорости потока до тех пор, пока основной затвор не достигнет максимального подъема. На рис. 38 в упрощенном виде представлены эти соотношения как функция $\Delta p = f(c)$ и $\zeta = f(c)$. В нижнем диапазоне объемного расхода степень отпирания основного затвора не остается постоянной. Из этого следует, что с понижением объемного расхода величина ζ возрастает в сторону бесконечности. Практически эта тенденция наблюдается в диапазоне очень малого объемного расхода из-за возможных нестабильностей, которые особенно сильны при пропуске газообразных сред (см. рис. 38). В связи с этим электромагнитные клапаны непрямого действия не должны использоваться для малых объемных расходов и низких температур.

Для клапанов непрямого и комбинированного действия характерно, что основной затвор при гидравлических ударах со стороны входа может открываться на короткое время, не имея сигнала управления. Это происходит часто под воздействием жидкой среды, когда над основным затвором находится газ. Причиной гидравлического удара может быть работа другой быстродействующей арматуры или предшествующий процесс запирания электромагнитного клапана.

В табл. 5 приведены характеристики электромагнитных клапанов комбинированного и непрямого действия.

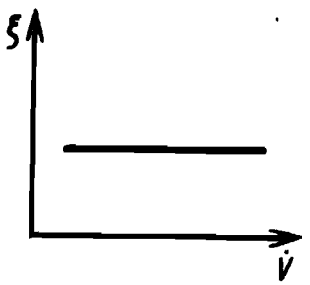
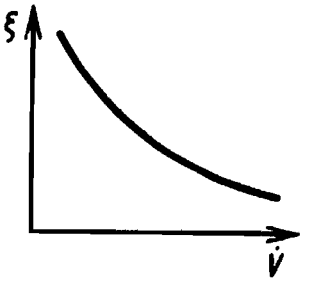
Изучение функциональных особенностей клапанов (см. раздел 5.2.2) и применяемых режимов работы при различных условиях позволило сформулировать следующие рекомендации относительно применения отдельных типов клапанов:

1) электромагнитные клапаны прямого действия (см. раздел 5.2.2.1) – D_y до 10 мм. Можно использовать во всех холодильных машинах и установках как самостоятельно, так и в качестве внешнего управляющего клапана для основных клапанов (см. раздел 5.2.2.4);

2) электромагнитные клапаны непрямого действия (см. раздел 5.2.2.2) – D_y = 6–50 мм. При D_y до 20 в качестве привода основного затвора обычно используют мембраны, свыше 20 – поршни. Применяют в жидкостных и паровых трубопроводах;

3) электромагнитные клапаны комбинированного действия (см. раздел 5.2.2.3) – D_y = 10–32 мм. Применяют в основном в трубопроводах для жидкостей и перегретого пара;

Таблица 5. Сравнительные характеристики электромагнитных клапанов комбинированного и непрямого действия

Характеристика	Тип клапана	
	комбинированного действия	непрямого действия
Работа электромагнита	– 1	+ k (например, 0,1)
Склонность к нестабильности при отпирании или запирании	– Склонен к толчкам при отпирании и колебаниям при запирании	+ Отсутствует
Склонность к нестабильности в открытом состоянии	+ Отсутствует	– Склонен к колебаниям при небольшом расходе
Минимальный рабочий перепад давлений для отпирания (разность давлений)	+ Не требуется, т. е. применяется до $\Delta p = 0$	– Требует некоторой минимальной разности давлений
Величина ζ	+ 	+ 

4) электромагнитные клапаны с внешним управлением (см. раздел 5.2.2.4) – D_y = 20–100 мм. Нормально закрытое исполнение применяют (см. рис. 35) в качестве запорного клапана в трубопроводах для жидкостей и перегретого пара. В качестве управляющих употребляют электромагнитные клапаны прямого действия с направлением потока "от основного клапана". Нормально открытое исполнение (см. рис. 36) применяют для трубопроводов низкого давления, как правило, с небольшой разностью давлений. При встраивании во всасывающий трубопровод рекомендуется между клапаном и компрессором оставлять расстояние не менее 2 м. В качестве управляющих используют электромагнитные клапаны прямого действия с направлением потока "в сторону основного клапана". Для обеспечения работоспособности основные клапаны следует монтировать горизонтально, крышкой кверху: в этом положении обеспечивается минимальная потеря давления;

5) допустимая температура среды – для электромагнитов с нормальной катушкой допускаются температуры от –40 до +105 °С (в специальных случаях изготовляют катушки, применение которых возможно при более высоких или более низких температурах). Для основных клапанов с внешним управлением допустимые пределы темпера-

тур от −60 до +140 °С (могут меняться в зависимости от конструкции поршневого механизма).

Большая часть электромагнитных клапанов оснащена так называемым ручным дублером (см. рис. 28). Это устройство предусмотрено только для управления в случае аварии (перевода основного затвора из нерабочего в рабочее положение). Для постоянного использования не предназначено, и после устранения аварии шпиндель должен быть возвращен в исходное положение.

5.2.3.2. Электромагниты

Электромагнитные клапаны оснащены электромагнитами переменного и постоянного тока. Последние могут работать также на переменном токе через подключенный выпрямитель.

Каждый из этих видов электромагнитов имеет особые свойства, которые следует учитывать при применении. Электромагниты подключают к цепи, напряжение и частота которой должны совпадать с номинальными значениями, указанными в паспорте. Рабочее напряжение может колебаться в пределах 5—15 % номинального значения. Бóльшие превышения напряжения, питающего электромагниты переменного тока, могут привести к перегреву и разрушению обмотки. То же происходит в случае, когда напряжение падает так низко, что тягового усилия электромагнита недостаточно для поднятия сердечника. У электромагнита переменного тока индуктивное сопротивление и связанное с ним полное сопротивление минимальны, если зазор между подвижным и неподвижным сердечниками максимальный, что наблюдается при закрытом затворе. Поэтому при включении электромагнита образуется сильный магнитный поток, который, несмотря на большой зазор, вызывает относительно высокое тяговое усилие, вызывающее ускорение сердечника. Если затвор при этом не откроется (недостаточна сила, чтобы притянуть сердечник), из-за большой силы тока наступает перегрев катушки.

Важным преимуществом электромагнитов постоянного тока является их абсолютная защита от перегрева. При использовании таких магнитов сила тока не зависит от величины зазора в магнитной цепи и определяется лишь омическим сопротивлением катушки. Тяговое усилие зависит от величины зазора в магнитной цепи и у закрытого клапана минимально. В связи с этим сердечник начинает движение с относительно небольших ускорений. Перемещение сердечника повышает индуктивность катушки. Поэтому магнитное поле нарастает относительно медленно, что в свою очередь приводит к уменьшению ускорения и некоторому запаздыванию открытия. Эти отрицательные воздействия до некоторой степени ограничивают, принимая дополнительные меры, но полностью избежать их нельзя. Срок службы катушки электромагнита всегда выше окружающей среды вследствие

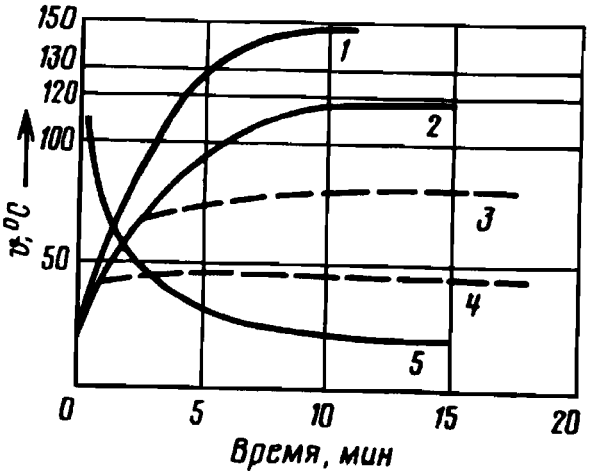


Рис. 39. Изменение температуры катушки во времени при различных условиях работы и при постоянной температуре окружающей среды:

1 – нагрев при ПВ 100 % и превышении напряжения на 30 %; *2* – нагрев при ПВ 100 % и повышении напряжения на 10 %; *3* – нагрев при ПВ 50 %; *4* – нагрев при ПВ 20 %; *5* – охлаждение

прохождения электрического тока. Кроме того, она зависит от температуры окружающей и рабочей среды, частоты и продолжительности включений.

Степень нагрева катушки электромагнитов постоянного тока определяется в основном продолжительностью включения, электромагнитов переменного тока – частотой включений. Таким образом, нагрев катушки электромагнитов определяется такими факторами, как продолжительность и частота включения, а также характер рабочей среды, особенно при работе бессальниковых клапанов. На рис. 39 показано влияние продолжительности включения на изменение температуры катушки при постоянной температуре окружающей среды.

Максимально допустимая тепловая нагрузка на электромагнитный клапан определяется допустимой температурой обмотки электромагнита. Это означает, что допустимая температура среды может быть тем выше, чем ниже температура окружающего воздуха, продолжительность и частота включений. Обмотки электромагнита рассчитаны, как правило, на 100 %-ную продолжительность включения при соблюдении гарантированных изготовителем температурах среды и окружающего воздуха. Поэтому большое значение имеют выполнение требований к условиям охлаждения электромагнита и обеспечение защиты от теплового излучения. Максимально возможная частота включений ограничивается инерцией подвижных деталей, магнитным запаздыванием и скоростью работы мембранного или поршневого механизма. Длительность цикла равна сумме времени на отпирание и запирание. Сильное влияние оказывают на нее прежде всего время закрытия, рабочие условия и размеры клапана.

5.2.3.3. Функциональные неисправности

Причины неисправностей в применяемых в холодильных установках электромагнитных клапанах прямого и непрямого действия покажем на некоторых типичных примерах.

Пример. 1. Электромагнитный клапан не открывается, несмотря на то что катушка включена:

напряжение и частота тока в питающей сети не совпадают с номинальными значениями, указанными в паспорте электромагнитного клапана;

слишком большие и длительные снижения напряжения могут привести к тому, что электромагнитный клапан не откроется, несмотря на то, что катушка включена; в электромагнитах переменного тока это может привести, кроме того, к перегреву и сгоранию катушки;

неправильная сборка деталей электромагнита приводит к неполному втягиванию сердечника;

искривление или повреждение разделительной трубки сердечника препятствует его движению;

перед открытием клапана наблюдается слишком высокая разность давлений, и в результате тяговое усилие оказывается недостаточным;

падение давления на клапане перед открытием недостаточно для поднятия основного затвора (подобная неисправность может произойти в электромагнитных клапанах непрямого действия (см. разделы 5.2.2.2 и 5.2.3.1));

вязкость применяемого для холодильных агентов масла может оказаться слишком большой; загустевание масла при низких температурах препятствует нормальному функционированию клапанов непрямого и комбинированного действия;

загрязнение рабочей среды механическими частицами может привести к затруднению хода или к заклиниванию поршня в электромагнитных клапанах непрямого и комбинированного действия.

Пример 2. Электромагнитный клапан не закрывается, несмотря на то что катушка отключена:

наличие гидравлических или газодинамических возмущений в трубопроводе перед клапаном (см. раздел 5.2.3.1), например в случае если электромагнитный клапан устанавливается на нагнетательном трубопроводе непосредственно за компрессором;

механические частицы, оседающие на поверхности седла или на уплотнительном кольце затвора препятствуют плотному закрытию затвора;

механические частицы попадают между сердечником и разделительной трубкой или между поршнем и цилиндром, что приводит к заеданию сердечника или поршня;

механические частицы забивают уравнительное отверстие в поршне или в мембране клапана комбинированного или непрямого действия, и при закрытом вспомогательном затворе не удается достаточно быстро повысить давление над поршнем или мембраной и получить необходимое усилие для уплотнения основного затвора.

Пример 3. В рабочей среде присутствуют ферромагнитные частицы:

магнитное поле притягивает эти загрязнения, действуя как магнитный сепаратор; клапан при этом, как правило, полностью отказывает.

Пример 4. Неправильный монтаж электромагнитных клапанов:

во избежание заклиниваний сердечника электромагнитные клапаны следует устанавливать только на горизонтальных трубопроводах катушкой вверх; ось катушки должна быть строго вертикальна.

5.3. ПЕРЕКЛЮЧАЮЩИЕ ВЕНТИЛИ

Переключающие вентили используют преимущественно там, где трубопровод или резервуар должен быть последовательно связан с двумя различными трубопроводами.

5.3.1. Устройство и назначение

Назначение переключающего или трехходового вентиля обусловливает его особую конструкцию (рис. 40). Переключающие вентили имеют патрубок на входе и два патрубка на выходе. Каждый из двух выходных патрубков имеет собственное запорное седло *1*. Показанный на рис. 40 вентиль снабжен затвором *2* двухстороннего действия. Для удобства монтажа и демонтажа вентиля один из выходных патрубков (например, *4*) может быть отсоединен от корпуса с относящимся к нему седлом. Изогнутый выходной патрубок может быть соединен на фланцах, при этом обеспечивают возможность смещения в любом направлении. При необходимости патрубок отсоединяют, при этом может быть вывернут шпиндель *3* с затвором. Уплотнение в месте присоединения патрубка выполняют особенно тщательно, так как сила, действующая через затвор на седло при запирании и затяжке, может нарушить герметичность.

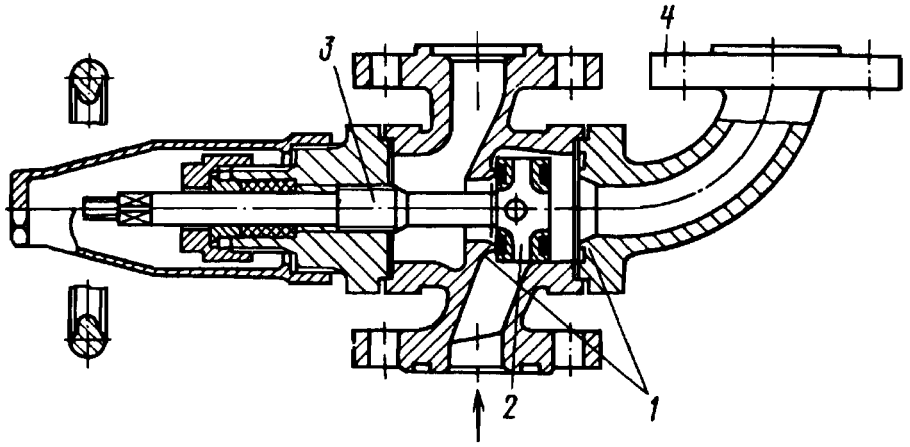


Рис. 40. Переключающий клапан (Herl, ФРГ):
1 – седло; *2* – затвор; *3* – шпиндель; *4* – входной патрубок с фланцем

С помощью переключающих вентилей среду можно отводить попеременно или одновременно в два раздельных трубопровода. Особенностью переключающего вентиля является то, что оба выходных патрубка не могут закрываться одновременно. Выдвижной шпиндель клапана повторяет движение затвора относительно седел. По положению шпинделя судят о положении затвора и о том, какой из патрубков на выходе открыт и какой закрыт. Выход шпинделя уплотняют сальником.

5.3.2. Переключающие вентили в холодильных установках

Переключающие вентили часто применяют как трехходовые в схемах управления оттаиванием, например, в производственных линиях замораживания, скороморозильных аппаратах, воздухоохладителях и

льдогенераторах. Конструкция таких вентилей пригодна также для установки между сосудом, работающим под давлением, и двумя предохранительными клапанами (рис. 41). Поскольку предохранительные клапаны монтируют только в вертикальном положении, вентиль устанавливают таким образом, чтобы фланцы обоих выходных патрубков располагались в одной плоскости. Если фланцевое соединение выполнено по типу "шип – паз", на фланцах предохранительных клапанов располагают "паз", а на вентилях – "шип".

С помощью переключающего вентиля можно отсоединить от защищаемого сосуда лишь один предохранительный клапан, поэтому в любом случае остается в работе хотя бы один вентиль и обеспечивается защита от пре-

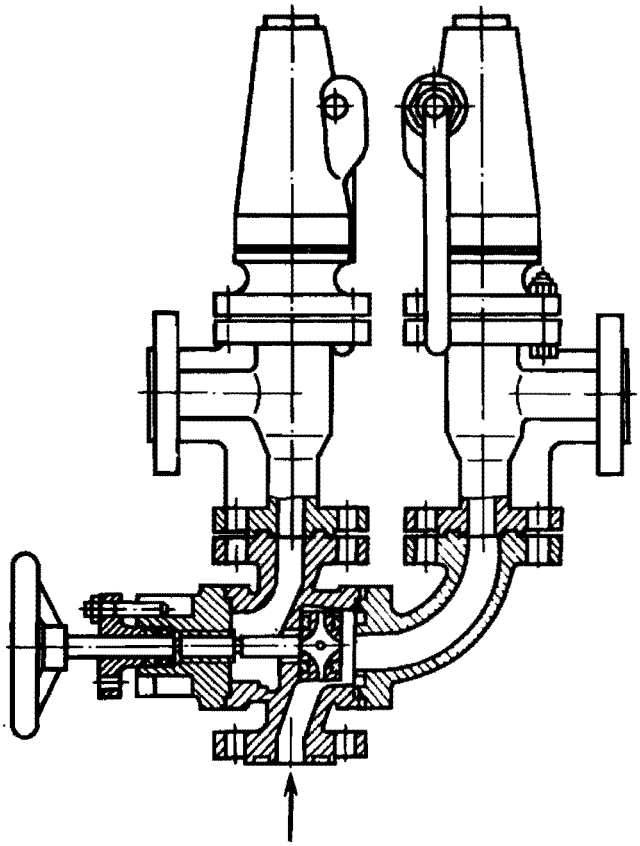
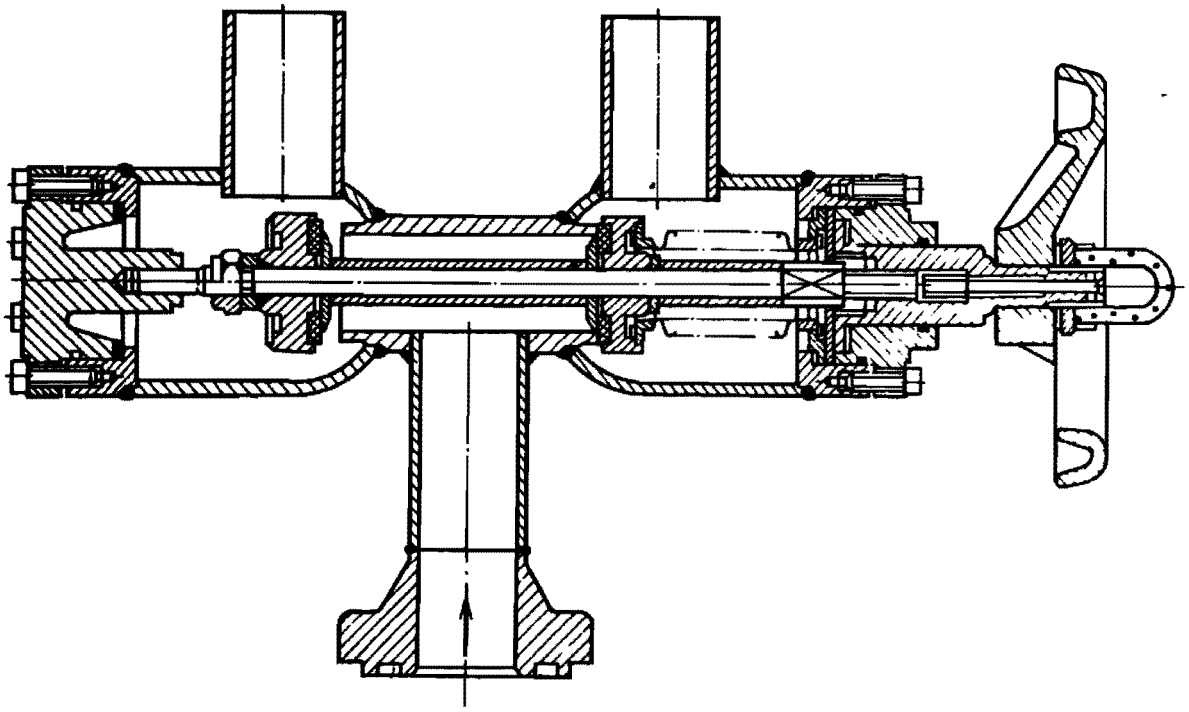


Рис. 41. Переключающий вентиль, соединенный с двумя предохранительными клапанами (Herl, ФРГ)

Рис. 42. Переключающий сильфонный вентиль в сварном корпусе (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР Пренцлау)



вышения давления. Присоединенный к отключенному патрубку предохранительный клапан может быть заменен или отремонтирован. Подобные предохранительные устройства используются в средних и больших холодильных установках.

На рис. 42 представлен сильфонный переключающий клапан в сварном корпусе, созданный специально для использования в холодильных установках. Выходные патрубки размещены на противоположной от входного патрубка стороне корпуса. Два затвора на шпинделе перекрывают соответствующие выходные патрубки. Шпиндель не вращается, а перемещается только поступательно.

Входной патрубок имеет соединительный фланец, с помощью которого вентиль присоединяют к сосуду или аппарату в случаях, когда сварка невозможна.

5.4. РУЧНЫЕ РЕГУЛИРУЮЩИЕ ВЕНТИЛИ

Ручные регулирующие вентили применяют для целенаправленного изменения объемного или массового расхода рабочей среды. Степень и способ регулирования определяются поставленной задачей и требованиями, предъявляемыми к установке. В холодильной установке жидкий хладагент в заднном месте дросселируется от давления конденсации до давления кипения. При дросселировании ручной регулирующий вентиль должен пропускать столько хладагента, чтобы обеспечить необходимое заполнение испарителя при заданной температуре кипения.

5.4.1. Устройство

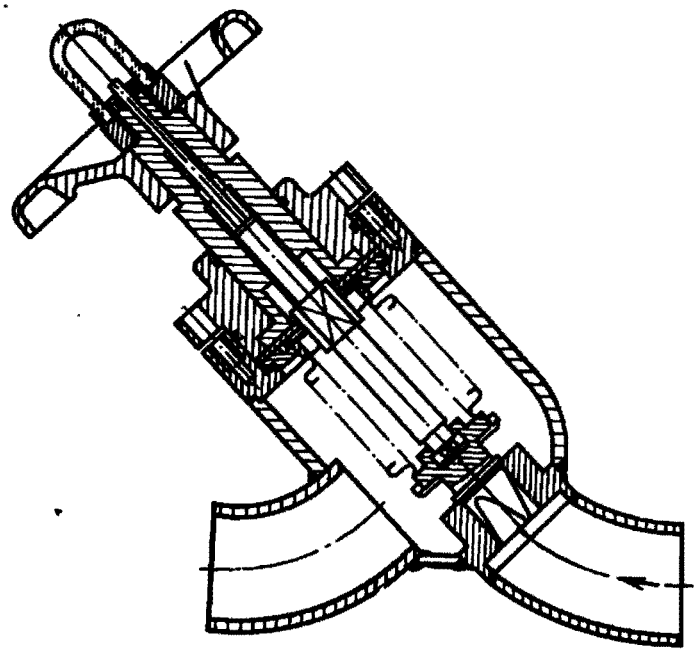
В основном ручной регулирующий вентиль (рис. 43) состоит из таких же деталей, что и ручной запорный вентиль (см. раздел 5.1.1): корпуса *1* с седлом *2*. крышки *3* с уплотнением шпинделя *5* и резьбой шпинделя *4*, шпинделя *6*, регулирующий (плунжера в данном случае конус) *12* и маховика *7*. Плунжер часто конструируют как запорный затвор с дросселирующей насадкой, и вентиль в таких случаях может выполнять функции регулирующего и запорного вентиля.

Так как ручные регулирующие вентили должны обеспечивать точное регулирование расхода, для шпинделя подбирают резьбу с малым шагом. Иногда регулирующие вентили оснащают указателем положения плунжера (рис. 44). Положение плунжера указывается выдвигаемым концом шпинделя, выступающим через ступицу маховика.

Сказанное в разделе 3.6 о присоединениях к трубопроводам можно отнести и к данному случаю. Что касается крепления плунжера, конструкции шпинделя и размещения его резьбы, то в данном случае их выполняют как для запорных вентилей (см. раздел 5.1.1).

Рис. 43. Ручной регулирующий вентиль:

1 – корпус; *2* – седло вентиля; *3* – крышка; *4* – резьба шпинделя; *5* – сальниковое уплотнение шпинделя; *6* – шпиндель; *7* – маховик; *8* – нажимная втулка сальника; *9* – гайка сальника; *10* – плоская прокладка; *11* – обратное уплотнение затвора; *12* – регулирующий плунжер (конус)



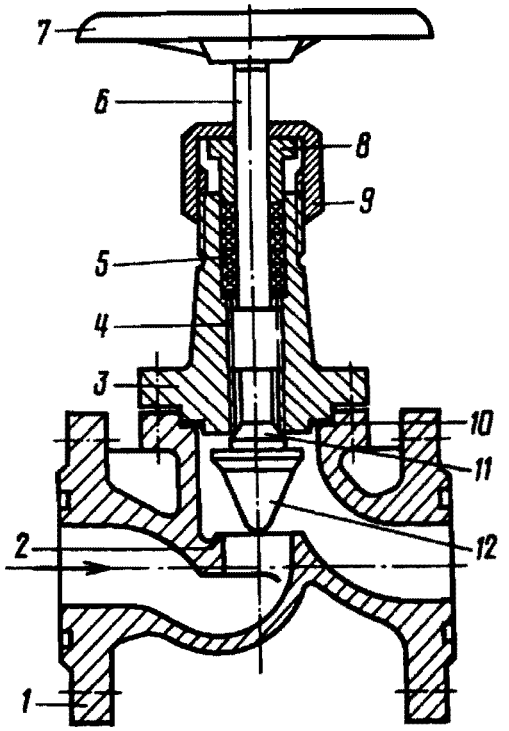


Рис. 44. Сильфонный ручной регулирующий вентиль с указателем положения плунжера (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Пренцлау)

5.4.2. Принцип действия

Принцип действия регулирующего клапана заключается в изменении расхода рабочей среды с помощью изменения геометрии проходного сечения. Изменение свободного сечения между регулирующим плунжером и седлом зависит от хода плунжера и может быть представлено в виде:

$$\zeta = f(h),\ \dot{V} = f(h) \text{ и } k_v = f(h) \text{ (см. раздел 3.7).}$$

Использование запорного вентиля для регулирования, как правило, затруднительно, так как при графическом выражении такой вентиль дает очень крутую кривую расхода. Путем подбора плунжера соответствующей формы можно получить любую зависимость сечения в седле от хода $A = f(h)$ и любую требуемую зависимость объемного

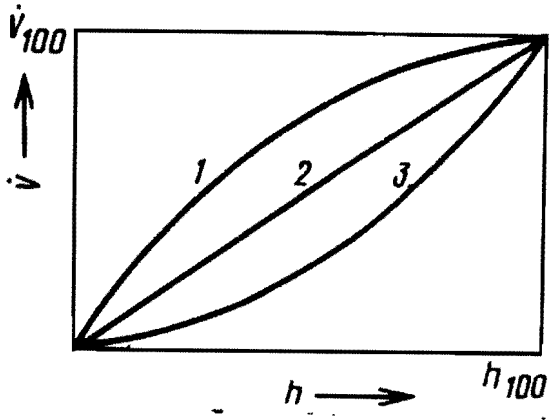


Рис. 45. Расходные характеристики регулирующих вентилей $\dot{V} = f(h)$ [35]:

1 – гиперболическая $\dot{V} \infty \sqrt{h}$; *2* – линейная $\dot{V} \infty h$; *3* – параболическая $\dot{V} \infty h^2$

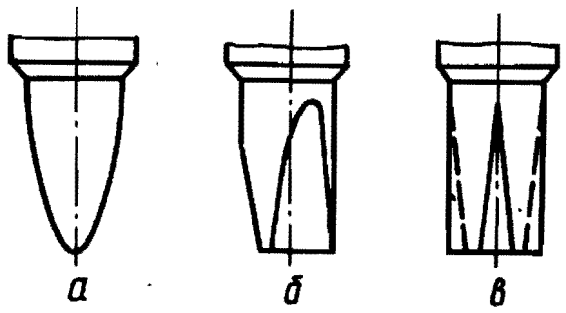


Рис. 46. Формы плунжеров:

а – параболическая, *б* – сегментная, *в* – щелевая

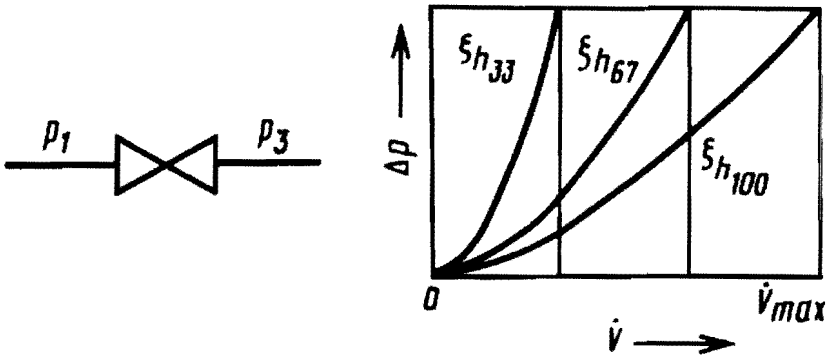


Рис. 47. Зависимость объемного расхода от разности давлений для трех значений коэффициента гидравлического сопротивления, соответствующих 33, 67 и 100 % полного расхода

расхода от хода $\dot{V} = f(h)$ (рис. 45). Чаще всего стремятся к линейной зависимости расхода от хода $\dot{V} = a h$.

Плунжеры регулирующих вентилей – это, как правило, тела вращения сложной формы. Самыми распространенными формами плунжеров являются параболическая, сегментная и щелевая (рис. 46).

Предположив, что среда несжимаема и имеет постоянную плотность, рассчитывают пропускную способность при постоянной разности давлений для изменяющегося коэффициента сопротивления ζ (рис. 47) по уравнению (30).

При

$$\Delta p = \zeta (\rho/2) c^2 \qquad (30)$$

и

$$\dot{V} = cA = a h \qquad (31)$$

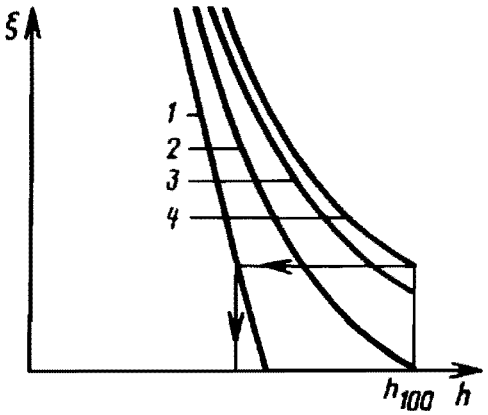


Рис. 48. Расчетная зависимость $\zeta = f(h)$ с учетом влияния системы:

1 – $\Delta p_{A/h} = 100 \cdot \Delta p_{ges} = 0{,}25$;

2 – $\Delta p_{A/h} = 100\,\Delta p_{ges} = 0{,}50$;

3 – $\Delta p_{A/h} = 100\,\Delta p_{ges} = 0{,}75$;

4 – $\Delta p_{A/h} = 100\,\Delta p_{ges} = 1{,}0$ т. е. без влияния системы

получают требуемую зависимость:

$$\zeta_{erf} = \frac{\Delta p}{\rho / 2}\left(\frac{A}{a\,h}\right)^2 \approx \frac{1}{h^2}. \qquad (32)$$

Эта характеристика не учитывает возможные потери напора или давления в системе трубопроводов. Для учета этих потерь в расчет следует принимать величину $\Delta p_{ges} = \Delta p_A + \Delta p_L$, обозначающую разность давлений на всем расчетном участке:

$$\Delta p_{ges} = \zeta\,(\rho / 2)\,c^2 + \left(\lambda\frac{L}{d} + \sum_{n=1}^{n} \zeta_i\right)(\rho / 2)\,c^2. \qquad (33)$$

Если принять общую разность давлений как постоянную величину, получается требуемая зависимость:

$$\zeta_{erf} = \frac{\Delta p_{ges}}{\rho / 2}\left(\frac{A}{a\,h}\right)^2 - \left(\lambda\,\frac{L}{d} + \sum_{i=1}^{n} \zeta_i\right). \qquad (34)$$

В этом уравнении выражение $\lambda = \frac{L}{d} + \sum_{i=1}^{n} {}_i$ является так называемым корректирующим членом. С учетом требования $\dot{V} = a\,h$ изменяется характер расчетной зависимости $\zeta = f(h)$, как показано на рис. 48. Из рис. 47 следует, что максимальная пропускная способность существенно уменьшается с возрастанием влияния системы (см. раздел 3.7 и рис. 7).

5.4.3. Пропускные характеристики

На основе условной пропускной способности k_v определяют пропускные характеристики, причем чаще используют линейные и равнопроцентные. Различают исходную и рабочую формы пропускной характеристики регулирующего вентиля [40, 41]. Для получения представ-

ления в самом общем виде применяют безразмерные характеристики, в которых величину k_v выражают в процентах k_{vs}, а ход h – в процентах полного хода h_{100}.

Исходная пропускная характеристика, служащая для выбора регулирующего вентиля, – это теоретическая характеристика, которую выражают в виде

$$k_v = f(h) \tag{35}$$

или в безразмерной форме

$$\frac{k_v}{k_{vs}} = f\left(\frac{h}{h_{100}}\right). \tag{36}$$

В отличие от исходной действительная характеристика отражает результат экспериментального определения при условиях испытания (см. раздел 3.7.2).

Рабочая характеристика регулирующего вентиля представляет собой зависимость расхода с учетом относительной потери давления ψ, т. е. $V = f(h, \psi)$ (см. раздел 5.4.4).

На рис. 49 изображены исходная линейная пропускная и действительная характеристики, а также кривые, показывающие допустимый наклон действительной характеристики относительно исходной. Указанные на графике параметры характеризуют поток, проходящий через регулирующий вентиль в некоторых точках [40, 41].

Линейная пропускная характеристика отличается тем, что равным приращениям хода соответствуют равные изменения величины k_v.

Математическое выражение линейной характеристики:

$$\frac{k_v}{k_{vs}} = \frac{k_{vo}}{k_{vs}} + \left(1 - \frac{k_{vo}}{k_{vs}}\right)\frac{h}{h_{100}}, \tag{37}$$

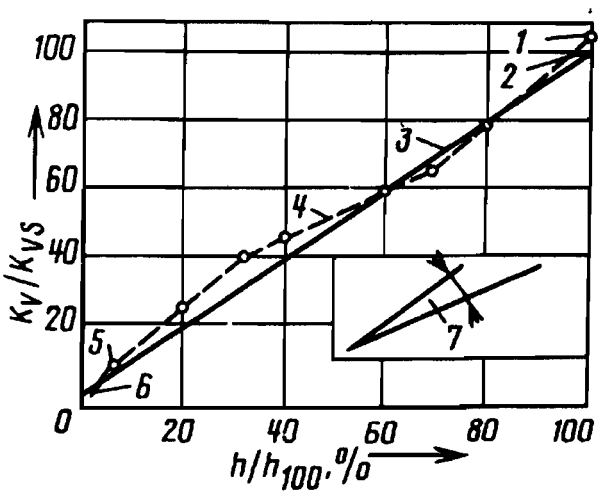


Рис. 49. Пропускная характеристика $\frac{k_v}{k_{vs}} = f\left(\frac{h}{h_{100}}\right)$:

1 – соответствует k_{v100}; *2* – соответствует 100 % k_{vs}; *3* – исходная характеристика; *4* – действительная характеристика; *5* – k_{v10}/k_{vs}; *6* – k_{vo}/k_{vs}; *7* – допустимый наклон

равнопроцентной:

$$\frac{k_v}{k_{vs}} = \frac{k_{vo}}{k_{vs}} e^{\ln (k_{vs}/k_{vo})} \quad \frac{h}{h_{100}} = \left(\frac{k_{vo}}{k_{vs}}\right)^{1-(h/h_{100})} \tag{38}$$

На рис. 50 показаны линейная и равнопроцентная характеристики. Равнопроцентные характеристики часто представляют в виде прямых в логарифмическом масштабе.

Для точной пропускной характеристики обычно принимают следующие допуски:

для величины k_v ± 10 % величины k_{vs};

для наклона n_D ± 30 % заданного значения наклона кривой n.

Основными показателями работы регулирующего вентиля являются пропускная характеристика $k_v = f(h)$ и условный проход. Для заданных рабочих условий выбор регулирующего вентиля сводится к нахождению максимально требуемой величины k_v, т. е. $k_{v\,max}$, и требуемой пропускной характеристики. В большинстве случаев для обеспечения полного расчетного расхода условный проход регулирующего вентиля оказывается меньше диаметра трубопровода.

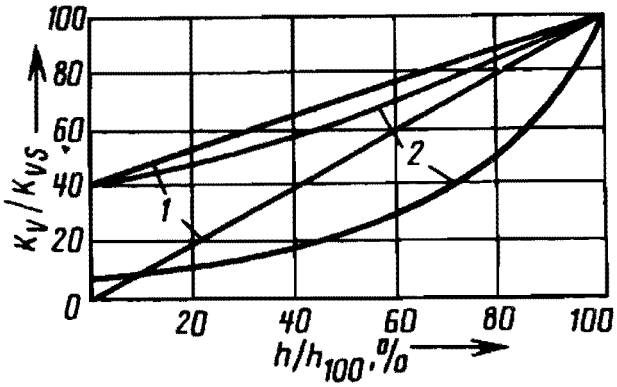


Рис. 50. Пропускные характеристики регулирующих вентилей:

1 – линейная; *2* – равнопроцентная

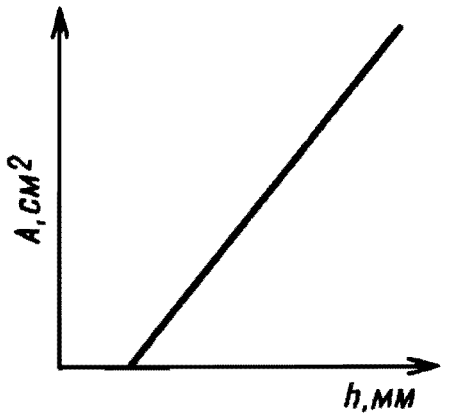


Рис. 51. Зависимость площади свободного сечения в седле *A* от хода плунжера *h*

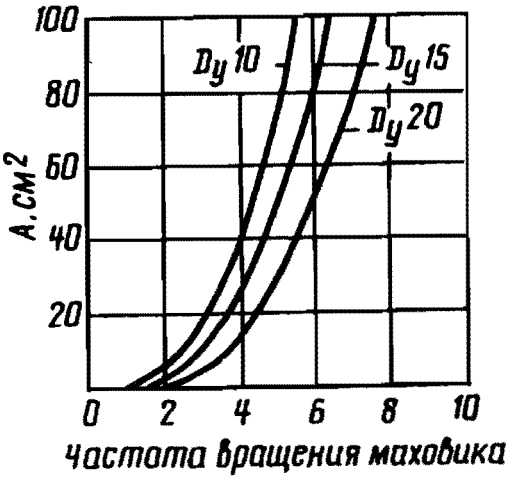


Рис. 52. Зависимость площади свободного сечения в седле *A* от частоты вращения маховика

Несмотря на то что работа холодильных установок требует точного регулирования, расчеты с помощью рассмотренных характеристик практически не применяют. Параметры, приводимые в некоторых случаях для ручных регулирующих вентилей, дают возможность определить свободное сечение в седле в зависимости от хода плунжера или частоты вращения маховика (рис. 51 и 52). Однако характеристики, как правило, не указываются и приводится лишь пропускная способность для 100 %-го хода плунжера h_{100} (см. раздел 3.8).

5.4.4. Взаимодействие с установкой

Рабочая характеристика регулирующего вентиля соответствует исходной пропускной характеристике только в том случае, если он является единственным гидравлическим сопротивлением и разность давления на нем не зависит от расхода. Но так как в реальной установке это невозможно, рабочая пропускная характеристика отклоняется от исходной.

На рабочую характеристику вентиля оказывает влияние также характеристика побудителя расхода (насоса, компрессора и т. д.).

Как отмечалось в разделе 5.4.3, рабочая характеристика зависит от хода клапана h и относительной потери давления ψ. В связи с этим исходная пропускная характеристика $k_v = f(h)$ преобразуется в рабочую расходную характеристику $\dot{V} = f(h, \psi)$. Степень различия характеристик зависит от величины относительной потери давления. Эта величина представляет собой отношение падения давления $\Delta p_{A\,100}$ на полностью открытом регулирующем вентиле к разности давления Δp_{ges} во всей системе, включая регулирующий вентиль [61]:

$$\psi = \Delta p_{A\,100} / \Delta p_{ges}. \qquad (39)$$

При этом предполагают, что Δp_{ges} не зависит от пропускной способности, т. е. $\Delta p_{ges} = \Delta p_A + \Delta p_L = \text{const}$.

На рис. 53 показана исходная линейная характеристика регулирующего вентиля и соответствующая ей рабочая характеристика при

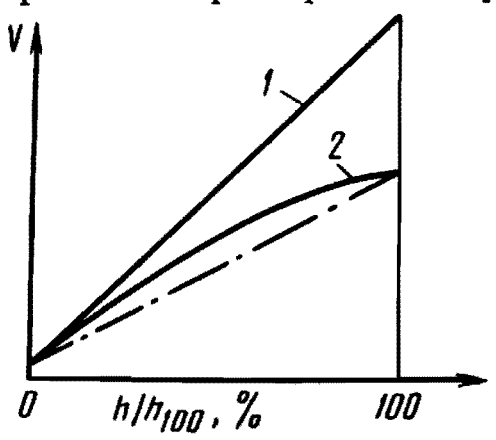


Рис. 53. Исходная линейная и рабочая расходные характеристики регулирующего вентиля (ψ = 0,3)[61]:
1 – исходная, *2* – рабочая

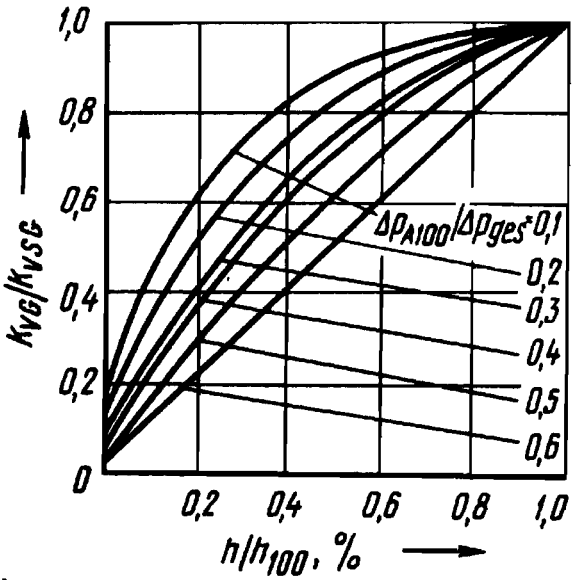


Рис. 54. Рабочие характеристики регулирующего вентиля с линейной исходной характеристикой [35]

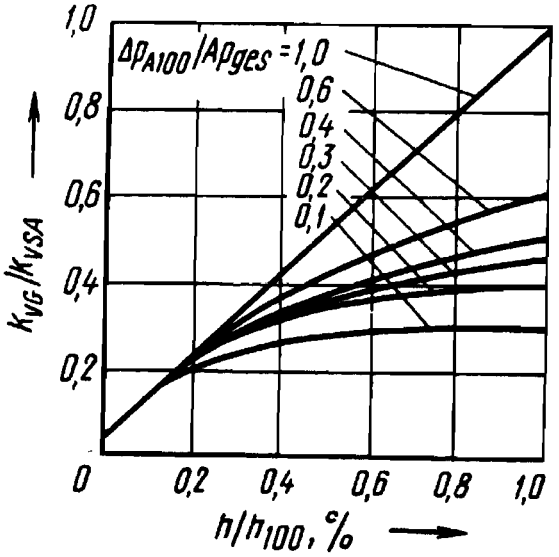


Рис. 55. Зависимость относительной пропускной способности от степени открытия вентиля при различных значениях ψ (исходная характеристика – линейная) [35]

ψ = 0,3, на рис. 54 – семейство рабочих характеристик вентиля с линейной характеристикой для нескольких значений ψ, на рис. 55 – зависимость относительной пропускной способности от степени открытия вентиля при различных значениях ψ.

Пропускная характеристика вентиля должна быть возможно более близкой к линейной, поэтому допустимыми считают лишь условия, обеспечивающие приблизительно линейную рабочую характеристику.

Рабочий диапазон открытия регулирующего вентиля должен лежать между $0{,}2h_{100}$ и $0{,}9h_{100}$ с тем, чтобы резервные зоны регулирования оставались в нижней и верхней области и можно было избежать существенных отклонений рабочих характеристик от теоретически заданных.

Расчетную рабочую точку регулирующего вентиля, которая соответствует степени открытия, обеспечивающей расчетный режим установки, выбирают в диапазоне между 0,65 и $0{,}80h_{100}$. Излишняя резервная зона в верхней области диапазона способствует тому, что в расчетной точке вентиль работает с малой степенью открытия, обеспечивая меньшую возможность регулирования.

Во избежание повреждений регулирующих вентилей следует ограничивать скорость потока величиной $\dot{V} \leqslant 80$ м/с и разность давлений на вентиле величиной $\Delta p_A \leqslant 4{,}0$ МПа.

Следует еще раз обратить внимание на то, что сказанное в разделах 5.4.2 – 5.4.4 относится к жидкостям при постоянной потере давления Δp_L = const. На практике отклонения происходят в случае, если потери давления не удовлетворяют указанному требованию

($\Delta p_L \sim \dot{V}$), и в случае сжимаемых сред, особенно при сверхкритических отношениях давлений. В этом режиме решающее влияние на пропускную характеристику оказывает не разность давлений, а состояние рабочей среды на входе в клапан (p_1, ρ_1). Для расчета следует применять величину k_{Gl} (см. раздел 3.7).

В связи с этим при расчете и выборе регулирующих вентилей особое внимание следует обращать на:

свойства среды; для данного случая это число Рейнольдса и сжимаемость; они необходимы для величины k_v или k_{Gl} (см. раздел 3.7);

перепад давлений на вентиле в зависимости от разности давлений в системе, т. е. с учетом потерь в трубопроводах, характеристик насосов, компрессоров и т. д.;

пропускную способность, требуемую от регулирующего вентиля.

5.4.5. Ручные регулирующие вентили в холодильных установках

Ручные регулирующие вентили используют в качестве регуляторов почти исключительно в крупных неавтоматизированных холодильных установках. Задачи и принцип действия регулирующего вентиля в холодильной установке нагляднее всего можно пояснить на примере их использования в компрессионной холодильной установке. Идеальный холодильный процесс – это цикл Карно, в котором осуществляется сжатие хладагента от давления кипения p_0 до давления конденсации p и расширение хладагента от давления p опять до p_0.

Регулирующий вентиль, чаще называемый дросселирующим (иногда его называют клапаном для впрыска или расширительным клапаном), в этом цикле предназначен для понижения давления жидкого хладагента от давления конденсации p до более низкого давления кипения p_0. Давление в регулирующем вентиле начинает снижаться сразу после прохождения рабочей средой самого узкого сечения в седле вентиля. При этом часть хладагента испаряется и от жидкости отнимается соответствующая теплота испарения. Вследствие этого температура жидкого хладагента понижается до температуры кипения t_0, при которой жидкий хладагент подается в испаритель, где и осуществляется производство холода.

Регулирующий вентиль применяют и для подвода в испаритель такого количества жидкого хладагента, какое может испариться при конкретных условиях работы установки. Если в испаритель будет подведено больше хладагента, неиспарившийся хладагент вместе с паром попадет в компрессор и последний начнет работать в режиме влажного хода, что неэкономично и может привести к гидравлическим ударам. Если в испаритель будет подано меньше жидкого хладагента, чем может испариться, теплопередающая поверхность используется не полностью.

Вследствие этого в испарителе может быть достигнут такой перегрев пара, при котором температура на всасывании станет недопустимо высокой. Наиболее эффективно испаритель и вся холодильная установка работают в том случае, если испаряется весь проходящий через регулирующий вентиль жидкий хладагент и выходит из испарителя с перегревом в несколько градусов по отношению к температуре кипения.

Если холодопроизводительность компрессора, площадь теплопередающей поверхности конденсатора и испарителя, а также степень его заполнения хладагентом соответствуют друг другу, значит для любого режима работы найдено оптимальное положение регулирующего клапана. Для определения этого положения служит расположенный на стороне всасывания манометр, шкала которого показывает давление p_0 и соответствующую ему температуру t_0 данного хладагента.

О благоприятном или неблагоприятном положении регулирующего клапана при отрицательных температурах кипения можно судить также по степени образования инея на испарителе и всасывающей трубе.

Связь между холодопроизводительностью $\dot{Q}_0$, площадью свободного сечения в седле регулирующего вентиля A и разностью давлений конденсации и кипения Δp видна из следующего соотношения [1]:

$$\dot{Q}_0 = q_0 c \mu A \sqrt{2 \Delta p \rho}, \qquad (40)$$

где q_0 – удельная тепловая нагрузка на испаритель; c – постоянная, μ – коэффициент истечения; ρ – плотность жидкого хладагента.

В соответствии с уравнением (40) холодопроизводительность $\dot{Q}_0$ зависит от A и Δp. При этом свободным проходом a оперируют для компенсации изменений разности давлений Δp, причем влияние A преобладает, так как Δp находится под корнем. Изменение положения ручного вентиля воздействует на холодильную установку следующим образом [1]. Если регулирующий вентиль, настроенный на нормальный расход, прикрыть, площадь свободного сечения A становится меньше. Вследствие этого давление кипения p_0 понижается, а Δp увеличивается. Но так как влияние уменьшения площади свободного сечения A преобладает, через регулирующий вентиль проходит меньше хладагента, и холодопроизводительность снижается.

Если регулирующий вентиль, настроенный на нормальный расход, перевести в положение большего открытия, это также изменит работу установки. В испаритель попадает больше хладагента и установившийся при нормальной работе перегрев уменьшается из-за большего заполнения испарителя. Если регулирующий вентиль открыт слишком сильно, неиспарившийся хладагент попадает в компрессор, что приводит к неэкономичной работе в режиме влажного хода и опасности гидравлического удара. Таким образом, холодопроизводительность установки нельзя повысить сверх оптимальной с помощью одного только регулирующего вентиля. Производительность установки ограничивается

производительностью испарителя, так как он рассчитан на определенную холодопроизводительность и не может испарить большее количество жидкости и произвести большее количество пара.

Возможность взаимной компенсации площади свободного проходного сечения A и разности давлений Δp в ручных регулирующих вентилях приводит к так называемому самовыравниванию установки в целом. При определенных условиях отрегулированный вентиль, положение которого остается неизменным, компенсирует в ограниченных пределах колебания нагрузки [53]. Так, при увеличивающейся нагрузке на испаритель испаряется больше хладагента, перегрев возрастает и давление кипения p_0 увеличивается. Компрессор должен всасывать больше хладагента, что вызывает повышение подвода теплоты к конденсатору. При этом повышается давление конденсации p_0 [53, с. 275]. При определенных условиях повышение нагрузки на испаритель приводит к большему увеличению давления в конденсаторе, чем в испарителе, перепад давления на регулирующем вентиле становится больше, через вентиль проходит больше хладагента. Однако самовыравнивания при высокой нагрузке часто оказывается недостаточно для обеспечения необходимого увеличения холодопроизводительности. Регулирующий вентиль следует перенастроить, в данном случае увеличить степень открытия, чтобы в испаритель подавалось больше хладагента и использовалась вся теплопередающая поверхность.

Как указывалось выше, регулирующие вентили выполняют функцию дросселирования с особо сложными условиями истечения. Падение давления жидкого хладагента начинается непосредственно за седлом вентиля, отчего уже в его корпусе и примыкающем трубопроводе происходит частичное испарение. Вследствие гидравлических сопротивлений и высоких скоростей по пути от конденсатора к регулирующему вентилю возникают потери давления. Если хладагент конденсируется при невысоких температурах, в подводящих трубопроводах может наблюдаться вскипание жидкого хладагента. Это означает, что жидкий хладагент перед входом в регулирующий вентиль может содержать пар (двухфазное течение).

Параметры хладагента до и после регулирующего вентиля могут, как известно, повлиять не только на величину коэффициента расхода c, но и на величину массового расхода, который обратно пропорционален квадратному корню из ρ и разности давлений до и после регулирующего вентиля.

При расчете регулирующего вентиля используют известную математическую модель, по которой регулирующий вентиль рассматривается как единственное место дросселирования. В этом случае расчет происходит по формуле для объемного расхода через круглое отверстие [63]:

$$\dot{V} = 1{,}252\, c d^2 \sqrt{\Delta p / \rho}\,, \qquad (41)$$

где $\dot{V}$ – объемный расход через регулирующий клапан, м³/ч; c – коэффициент расхода; d – диаметр седла вентиля, мм; ρ – плотность жидкого хладагента, кг/м³; Δp – перепад давлений на вентиле, МПа.

Для массового расхода $\dot{m}$ (в кг/ч) справедливо уравнение [63]

$$\dot{m} = 39{,}6\, c d^2 \sqrt{\Delta p \rho}\,, \qquad (42)$$

где ρ – плотность, кг/дм³.

Для определения требуемого массового расхода из таблиц свойств хладагента находят величину $\Delta h = h'' - h'$, где h'' – удельная энтальпия сухого насыщенного пара хладагента для температуры кипения t_0, h' – удельная энтальпия жидкого хладагента для температуры перед регулирующим вентилем.

Тогда $\dot{m}$ рассчитывают, исходя из холодопроизводительности $\dot{Q}_0$:

$$\dot{m} = \dot{Q}_0 / \Delta h\,. \qquad (43)$$

Требуемый диаметр седла регулирующего клапана согласно уравнению (42) можно рассчитать с помощью величин $\dot{m}$ и ρ [63].

Сравнение с изложенным в разделе 3.7 показывает, что уравнения (40) – (42) составлены с существенными упрощениями, поэтому для расчета регулирующих клапанов в циклах хладагента рекомендуется уравнение (21)

$$\dot{m} = \alpha_\rho A_y \sqrt{2 \Delta p \rho_3}\,,$$

где $A_y = A$ – свободное проходное сечение в регулирующем вентиле; $\alpha_\rho = \alpha$.

Холодопроизводительность можно получить с помощью пропускной характеристики $k_v = f(h)$, которая приводится в стандартах и каталогах для регулирующих вентилей и может быть подставлена в уравнения, указанные в разделе 3.8.

Предложены методы расчета с двумя и тремя последовательно расположенными местами дросселирования [64].

Эти методы достаточно наглядно отражают физическую природу происходящих процессов, в том числе и при двухфазном течении.

Однако авторы указывают, что предложенные ими методы являются лишь удобной моделью для вычислений, которую можно применять во многих случаях с удовлетворительным приближением и которая отражает одно из возможных направлений поиска решений при разработке и совершенствовании методики расчета регулирующих вентилей для холодильных установок.

6. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

В холодильной технике для защиты аппаратов, сосудов и трубопроводов от превышения допустимого внутреннего давления применяют предохранительные клапаны и мембраны.

6.1. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Предохранительные клапаны служат для защиты находящихся под давлением элементов и узлов установок (компрессора, сосудов, трубопроводов) от разрушения при превышении допустимого внутреннего давления. Максимально допустимое избыточное давление в аппарате или сосуде, работающем под давлением, — это расчетная величина, разрешенная по условиям прочности. Максимально допустимое давление всегда выше рабочего или нормального давления, предусмотренного условиями работы установки (рис. 56).

Предохранительные клапаны открываются автоматически при достижении заданного давления и позволяют выпустить столько рабочего вещества в атмосферу или в систему с более низким давлением, чтобы не произошло недопустимого повышения давления. Для полного отпирания клапана допускается некоторое превышение давления над заданным значением, необходимое для перевода затвора из полностью закрытого в полностью открытое положение, при котором пропускная способность максимальна. Для обратной посадки затвора на седло требуется давление в системе ниже начального давления отпирания. Иными словами, предохранительный кла-

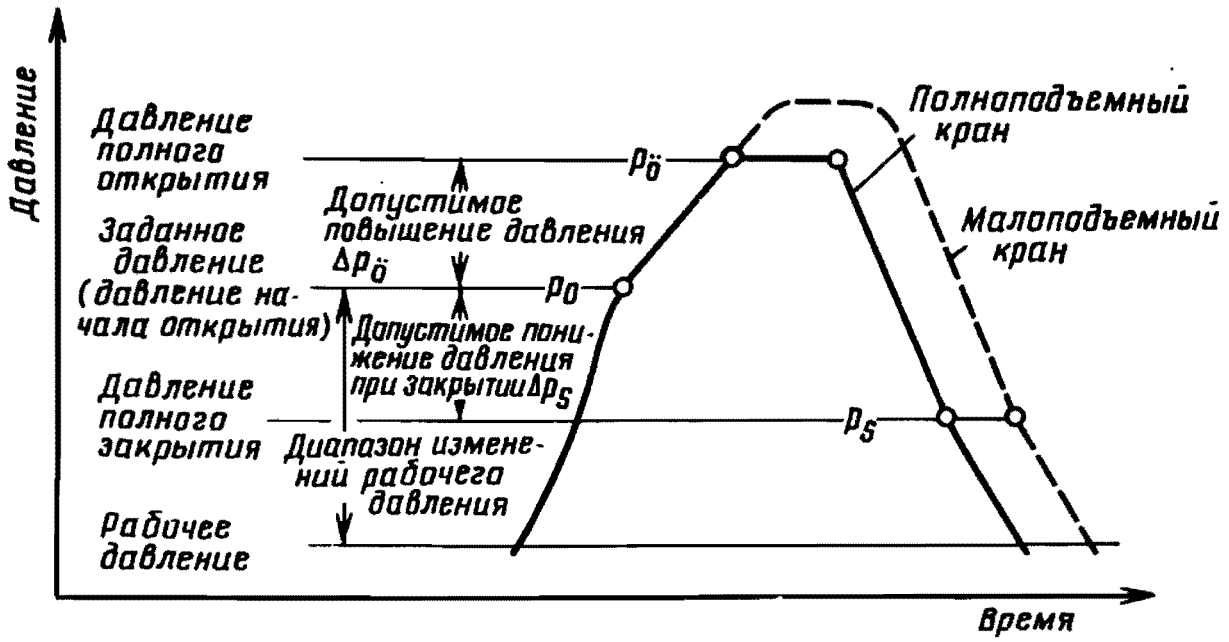


Рис. 56. Изменение давления при срабатывании предохранительного клапана

пан закрывается в области рабочих (нормальных) давлений. Допускаемое превышение заданного давления при отпирании и понижение при запирании зависят от величин этих давлений и типа клапана и устанавливаются соответствующими стандартами и инструкциями [4, 68]. Для установок, на которые распространяются требования органов государственного надзора, допустимое давление однозначно определяется актами этих органов, для остальных установок – проектной или конструкторской документацией. Соответствующие предписания, законы и постановления регулируют также требования к конструкции, изготовлению и применению предохранительных клапанов [4, 42, 65 – 69].

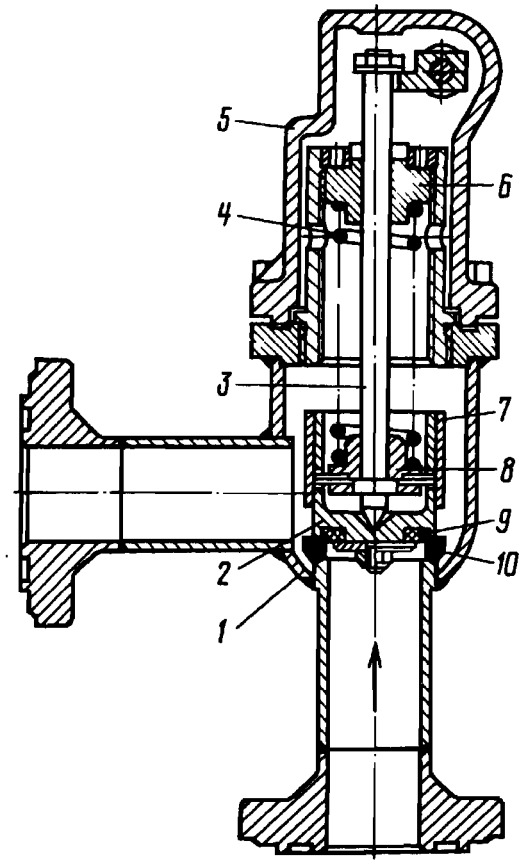


Рис. 57. Малоподъемный предохранительный клапан (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Пренцлау):

1 – корпус; *2* – затвор; *3* – шток; *4* – пружина; *5* – колпак; *6* – направляющая штока; *7* – направляющая затвора; *8* – тарелка пружины; *9* – уплотнительное кольцо затвора; *10* – седло клапана

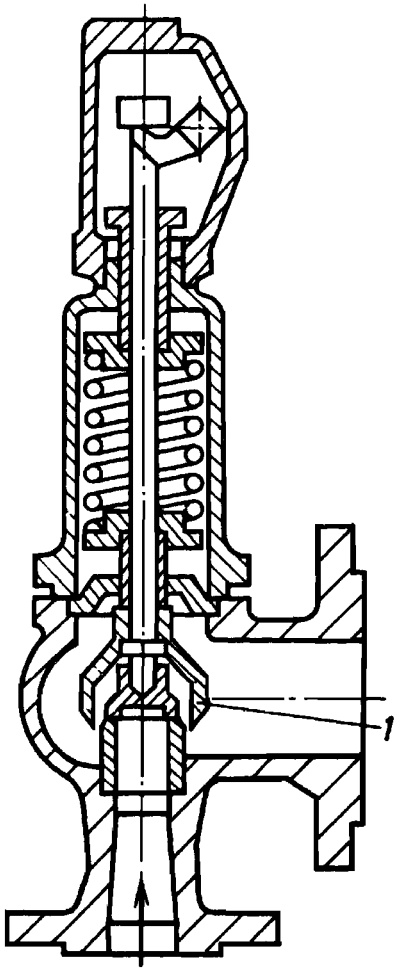


Рис. 58. Полноподъемный предохранительный клапан:

1 - подъемный колокол

6.1.1. Устройство предохранительных клапанов

Важнейшими частями предохранительных клапанов пружинного типа (рис. 57) являются корпус *1* с седлом *10*, затвор клапана *2* (тарелка или поршень), шток *3* и силовой элемент, в данном случае пружина *4*, которая держит клапан закрытым. Как правило, пружинные предохранительные клапаны имеют колпак *5*, который закрывает корпус снаружи и защищает пружину от внешних воздействий. На колпаке размещают рычаг, с помощью которого открывают клапан и проверяют его исправность.

6.1.2. Типы предохранительных клапанов

Предохранительные клапаны подразделяют в зависимости от вида действующего на затвор клапана силового элемента (пружинные или рычажно-грузовые) и высоты подъема затвора (полноподъемные и малоподъемные). В холодильных установках применяют предохранительные клапаны только с непосредственной передачей усилия на пружину (рис. 57 и 58). В таких клапанах затвор непосредственно сопрягается с пружиной, обладающей линейной характеристикой. Каждая пружина служит для работы в определенном диапазоне давлений. Если заданное давление лежит вне установленного для пружины диапазона давления, ее заменяют, так как в противном случае нормальная работа не гарантируется.

Пружинные предохранительные клапаны не следует применять для низких заданных давлений и малых условных проходов. Для заданного давления ниже 0,2 МПа такие клапаны, как правило, работают плохо. Для малых давлений целесообразно использовать рычажно-грузовые предохранительные клапаны.

Как было указано выше, в зависимости от высоты подъема затвора различают два типа предохранительных клапанов: полноподъемные и малоподъемные.

6.1.2.1. Полноподъемные предохранительные клапаны

Подъем затвора, определяемый конструкцией клапана, должен достигаться лишь при допустимом превышении заданного давления. При максимальном подъеме площадь свободного сечения потока должна быть минимум на 10 % больше площади самого малого его сечения в седле или перед ним, что соответствует подъему $h \approx 0{,}275 d_m$. Во избежание неустойчивого равновесия подъем ограничивают механически.

Полноподъемные предохранительные клапаны используют преимущественно для сжимаемых сред. Из-за расширения, вызванного падением давления за седлом клапана, сечение на выходе больше сечения на входе. Для улучшения режима истечения эти клапаны обычно имеют

приподнятое над корпусом седло. В некоторых конструкциях затвор не достигает полного подъема при допустимом превышении давления. При этом, однако, площадь свободного сечения потока всегда больше площади самого узкого сечения в седле или перед ним. Из-за отсутствия строго ограниченной границы подъема работа таких предохранительных клапанов часто переходит в неустойчивый режим и в холодильных установках подобные клапаны практически не применяют.

6.1.2.2. Малоподъемные предохранительные клапаны

К малоподъемным относят предохранительные клапаны, которые не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к полноподъемным предохранительным клапанам. В последнее время усилия специалистов направлены на улучшение расходных характеристик и других параметров малоподъемных предохранительных клапанов.

Вследствие линейной зависимости между повышением давления и ходом затвора (dp/dh = const) эти клапаны называют также пропорциональными предохранительными. Принцип работы и характеристики полноподъемного и малоподъемного предохранительных клапанов приведены в разделе 6.1.4.

6.1.3. Гидродинамические основы

Требования, предъявляемые к предохранительным клапанам, сводятся в основном к надежности и экономичности. Надежность означает, что заданный расход рабочей среды обеспечивается при допустимом повышении давления. Экономичность требует плотного запирания затвора после срабатывания или минимально допустимом понижении давления. Надежность работы предохранительных клапанов зависит от сил, действующих на затвор при истечении рабочей среды.

Пока предохранительный клапан закрыт, имеет место чисто статическое состояние. Силе пружины, удерживающей затвор в закрытом положении, противодействует усилие, зависящее от давлений до и после завтора:

$$F_{st} = (p_1 - p_3)\, A_s . \qquad (44)$$

Как только контролируемое давление достигнет заданного значения, сила F_{st} приходит в равновесие с силой предварительно сжатой пружины. В этот момент сила, закрывающая клапаны, равна нулю, и затвор "плавает".

Любое дальнейшее повышение давления ведет к отпиранию предохранительного клапана. С увеличением хода усилие пружины линейно возрастает. На затвор теперь действует не давление в защищаемом

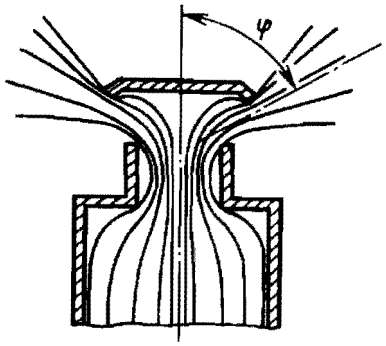


Рис. 59. Истечение через предохранительный клапан

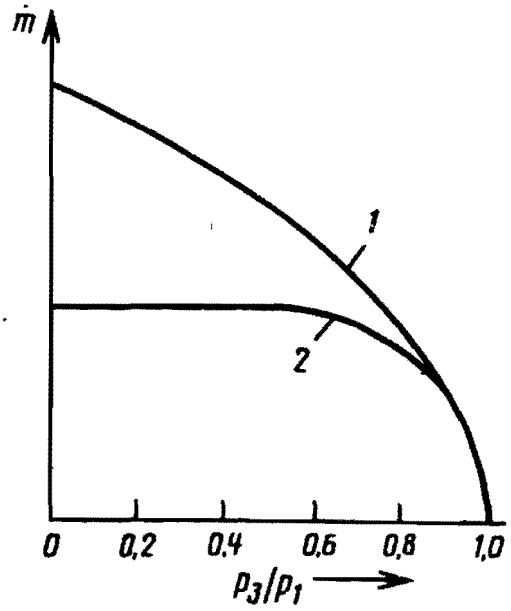


Рис. 60. Массовый расход для сжимаемой и несжимаемой сред:

1 – несжимаемая $\alpha = 1{,}0$; *2* – сжимаемая $\varkappa = 1{,}4$; $\alpha = 1{,}0$

сосуде или аппарате, а динамическое усилие – сила воздействия потока, складывающаяся из динамического напора на затвор и изменения направления потока. Если клапан должен открыться, сила воздействия потока должна быть больше усилия пружины. Таким образом, решающим фактором в работе клапана является баланс сил на затворе.

Сила воздействия потока, открывающая затвор, пропорциональна средней массовой скорости u_m рабочей среды в свободном сечении затвора и зависит от угла φ, на который отклоняется поток (рис. 59), т. е. $F_{dyn} = f(u_m, \varphi)$. Чем больше угол отклонения φ, тем больше F_{dyn} для несжимаемых жидкостей, и без учета потерь сила F_{dyn} при $\varphi = 90°$ в два, а при $\varphi = 180°$ даже в четыре раза больше силы, рассчитанной по уравнению (44). Увеличение достигается с помощью дополнительных конструктивных мер (см. раздел 6.1.4). Сказанное справедливо без учета сжимаемости газов или пара.

Сжимаемость означает, что при протекании среды через клапан наблюдается изменение ее объема в зависимости от перепада давлений. Так как при открытом предохранительном клапане давление среды по ходу потока очень быстро падает, выходящий через клапан газ или пар расширяется и через одинаковое сечение проходит меньшая масса, чем при несжимаемых средах. На рис. 60 показана зависимость массового расхода несжимаемой и сжимаемой сред. Видно, что в случае сжимаемой среды при определенном отношении давлений p_3/p_1 массовая скорость перестает расти. Это соответствует достижению скорости звука. Для воздуха без учета потерь этот максимум наблюдается при соотношении $p_3/p_1 \approx 0{,}530$.

Для обеспечения эффективной работы предохранительного клапана важно знать, как сжимаемость влияет на изменение силы, открывающей клапан. Наряду с рассмотренной зависимостью $F_{dyn} = f(u_m, \varphi)$

установлено, что при одинаковом отношении давлений массовый расход сжимаемой среды меньше, а скорость потока больше, чем несжимаемой. В результате преобладающего влияния уменьшения массовой скорости в случае сжимаемых сред динамическая сила, открывающая клапан, меньше, чем в случае несжимаемых. Различие возрастает с повышением заданного давления относительно атмосферного.

В приведенном выше описании предполагалось течение потока без потерь. В действительности же потери имеют место и прежде всего от трения. Поэтому часть перепада давления на пути к предохранительному клапану теряется. Вследствие этого не обеспечивается теоретически возможная разность давлений на клапане, необходимая для создания соответствующей скорости потока. Кроме того, теплота, образующаяся при трении, уменьшается плотность рабочей среды. Таким образом, потери в потоке оказывают отрицательное влияние на открывающую клапан силу. Эти воздействия тем сильнее, чем больше разность между заданным и атмосферным давлением [72].

В результате такие отрицательные факторы, как сильное расширение среды перед седлом клапана и большие энергетические потери, могут привести к неудовлетворительной работе предохранительных клапанов. Поскольку сила воздействия потока на затвор с увеличением его хода уменьшается, она может оказаться недостаточной для надежной работы клапана. При этом могут наблюдаться вибрации затвора, что приводит к затягиванию процессов отпирания и запирания клапана.

6.1.4. Основные характеристики предохранительных клапанов

Как было отмечено в разделе 6.1.3, решающим для работы предохранительных клапанов является баланс сил, действующих на затвор. В зависимости от его хода изменяются как сила сжатия пружины, так

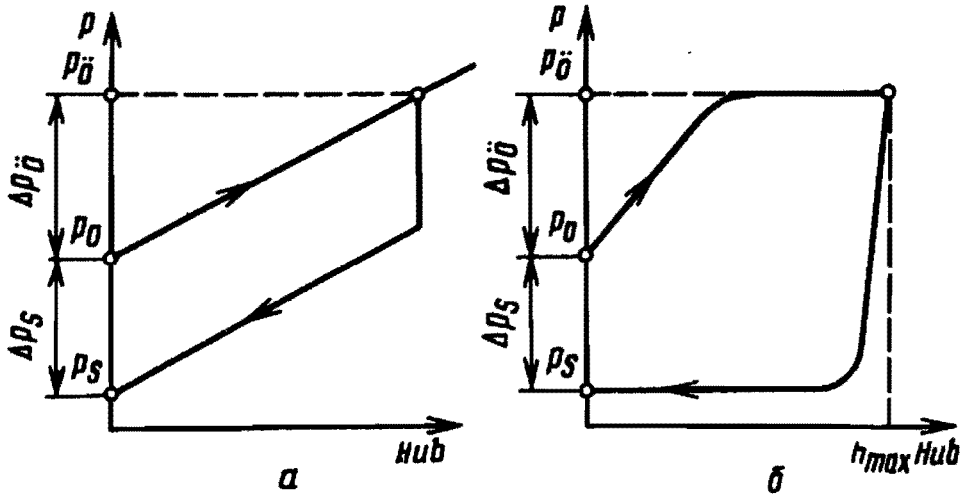


Рис. 61. Статические характеристики предохранительных клапанов [70]

а – малоподъемный клапан; *б* – полноподъемный клапан

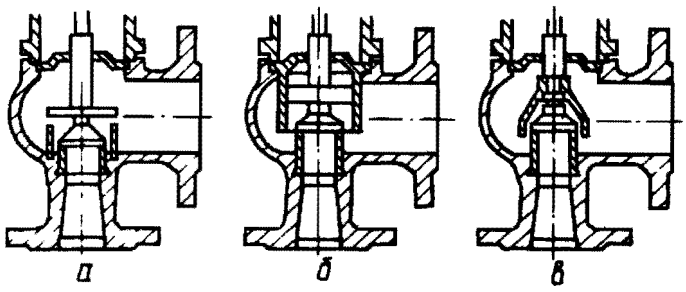


Рис. 62. Устройства для обеспечения открытия затвора:

а – подъемная пластина; *б* – неподвижный стакан; *в* – подъемный колокол

и суммарная сила воздействия рабочей среды на затвор (рис. 61). Силы воздействия потока, открывающие затвор, зависят от формы последнего. Увеличение эффективной поверхности обтекания после отрыва затвора от седла является основным методом увеличения силы и скорости открывания. В настоящее время известно несколько конструктивных приемов, направленных на повышение этой силы и скорости (рис. 62) и предусматривающих использование:

а) подъемной пластины – после отрыва затвора от седла рабочая среда направляется к пластине через кольцевой зазор, играющий роль сопла. Полученная таким образом сила воздействия потока открывает затвор (см. раздел 6.1.3);

б) неподвижного стакана – затвор с поршнем движется в неподвижном стакане, кромка которого образует неподвижный кольцевой зазор;

в) подвижного колокола – колокол поворачивает поток рабочей среды на угол $\sim 180^\circ$, что приводит к значительному увеличению открывающей силы (см. раздел 6.1.3). Характерным для этого исполнения является то, что кромка колокола меняет положение, двигаясь вместе с поршнем.

Каждому виду предохранительных клапанов свойственна определенная статическая характеристика.

Малоподъемный предохранительный клапан начинает открываться после достижения заданного давления p_o и далее открывается при увеличении давления по линейному закону $dp/dh = \text{const}$. Такой принцип работы называется пропорциональным (см. рис. 61, *а*). В полноподъемном предохранительном клапане начало движения также происходит по пропорциональному закону, который действует в небольшом диапазоне $hd_m \leqslant 5\ \%$ величины $(h/d_m)_{max}$. Начальная часть хода заканчивается тем, что открывающая при определенном ходе сила становится больше силы пружины и клапан резко переходит в положение полного отпирания (см. рис. 61, *б*).

Статические характеристики наглядно показывают различия в работе малоподъемного и полноподъемного предохранительных клапанов. Важными параметрами являются необходимое для полного отпирания повышение давления $\Delta p_{\ddot{o}}$ и необходимое для полного запирания понижение давления Δp_s. Так как малоподъемные предохра-

нительные клапаны в принципе не имеют ограничения хода, они могут открываться при дальнейшем повышении давления за пределы хода, соответствующего заданному повышению давления.

Приведенные характеристики дают возможность качественного анализа функционирования предохранительных клапанов, но при их проектировании необходимо провести количественный анализ и предварительные расчеты. Прежде всего должны быть обоснованы размеры и форма затвора. Для решения задачи в общем виде целесообразно представить соотношение сил как безразмерную функцию. Для сил действия потока на затвор предохранительного клапана применяется следующее уравнение:

$$\sigma = \frac{F_A}{(\pi/4)\, d_m^2\, p_1}, \tag{45}$$

где F_A – общая сила, действующая на затвор; d_m – средний диаметр седла клапана; p_1 – давление перед предохранительным клапаном.

При

$$F_A = (\pi/4) d_m^2\, p_0 + c_F^2 h \tag{46}$$

уравнение (45) может быть представлено в виде

$$\sigma = \frac{(\pi/4)\, d_m^2\, p_0 + c_F h}{(\pi/4)\, d_m^2\, p_1}, \tag{47}$$

где c_F – постоянная пружины; h – ход; p_0 – заданное давление.

Таким образом, безразмерную силу воздействия потока можно представить в зависимости от относительного хода, т. е. в виде функции $\sigma = f(h/d_m)$ (рис. 63). Эта зависимость, известная как "характеристика предохранительного клапана" (в координатах "сила–подъем") наглядно показывает принцип действия предохранительных клапанов. На графике представлена сила воздействия потока σ полноподъемного предохранительного клапана для заданного давления p_0 (кривая a) и безразмерная характеристика пружины σ_F (прямая A) (σ_F – безразмерная сила пружины в зависимости от хода сжатия). Исходная точка прямой A совпадает с исходной точкой кривой a, которая соответствует заданному давлению p_0.

Поскольку с увеличением хода σ вначале уменьшается, а сила пружины σ_F возрастает, при $p_1 = p_0$ клапан открыться не может. Для того чтобы он открылся полностью, давление должно возрасти до такой величины p_1 (кривая b), при какой σ касается кривая с харак-

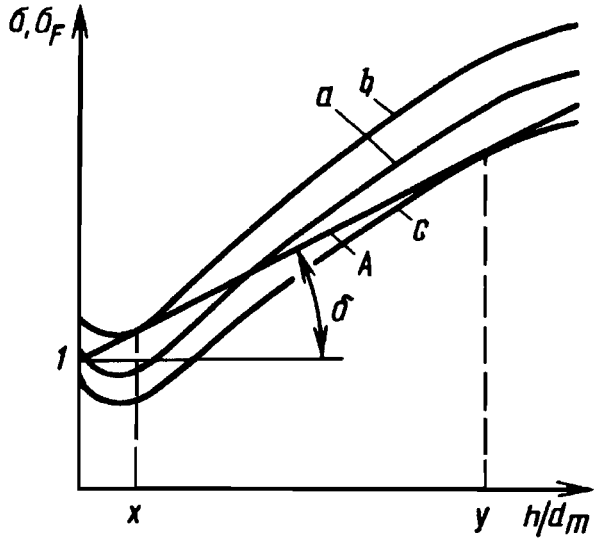


Рис. 63. Безразмерная характеристика полноподъемного предохранительного клапана

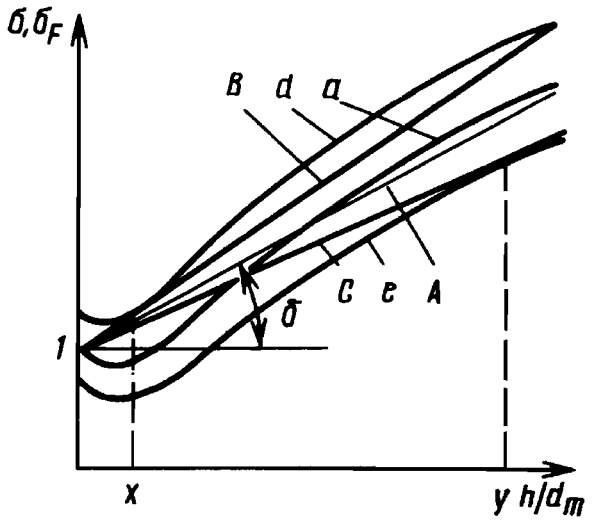


Рис. 64. Определение диапазона допусков жесткой пружины для полноподъемного предохранительного клапана

теристикой пружины σ_F (кривая b касается кривой A при ходе x), при любом дальнейшем повышении давления предохранительный клапан моментально полностью открывается, так как при этом кривая силы σ при каждом положении затвора оказывается выше кривой характеристики пружины σ_F. Давление, сила которого закрывает клапан, определяется кривой c, находящейся ниже прямой A и касающейся ее при величине хода y. Точка пересечения кривой c с осью ординат соответствует давлению, при котором клапан закрывается.

Рассмотренные безразмерные характеристики σ при среднем диаметре седла d_m, заданном давлении p_0 с учетом его допустимых изменений (см. раздел 6.1) позволяют определить требуемую характеристику пружины. На рис. 64 наряду с зависимостью силы потока обхода для заданного давления (кривая a) представлена та же зависимость для допустимых повышения давления при отпирании (кривая d) и понижения при запирании (кривая e). Кривая A представляет собой расчетную безразмерную характеристику пружины σ_F для заданного давления p_0 (кривая a). Если жесткость пружины увеличить, течение соответствующей этой характеристике кривой становится более крутым (кривая B), а давление, необходимое для полного открытия клапана, оказывается больше p_0, и наоборот, при уменьшении жесткости пружины течение кривой становится более пологим (прямая c), а давление, необходимое для закрытия, оказывается ниже p_0. Если полученные отклонения давления лежат в допустимых пределах, прямые B и C отражают верхнюю и нижнюю границу допусков жесткости пружины (прямая B касается кривой d в точке x, прямая C касается кривой e в точке y).

На рис. 65 представлена экспериментальная характеристика пол-

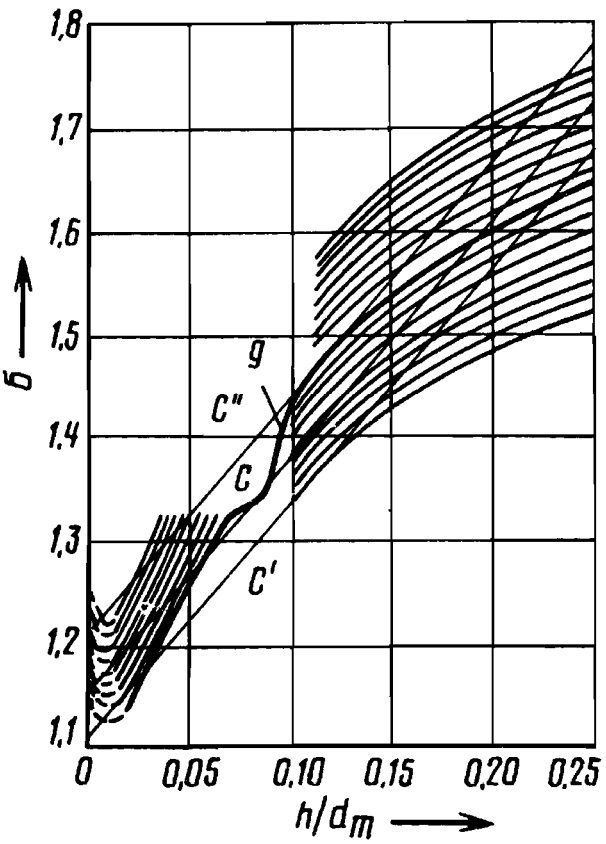
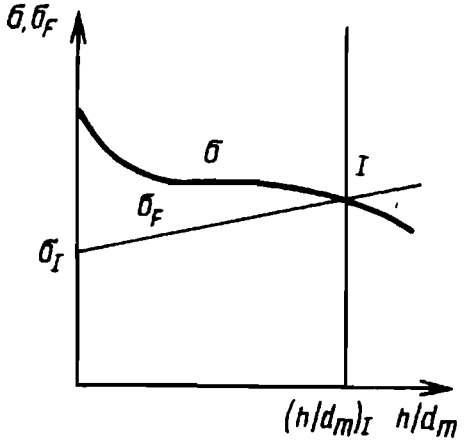


Рис. 65. Экспериментальная безразмерная характеристика для полноподъемного клапана [71]

Рис. 66. Безразмерная характеристика малоподъемного предохранительного клапана



ноподъемного предохранительного клапана. Прямая c представляет собой безразмерную характеристику пружины для некоторой жесткости C_F и заданного давления p_0. Соответствующую этому давлению зависимость силы от хода отражает кривая g, возможные граничные характеристики отражают прямые c' и c''. Если характеристики сил потока и пружины соответствуют прямой c', то для того, чтобы клапан открылся полностью, требуется очень небольшое повышение давления, но для того, чтобы он закрылся, требуется значительно большее, чем повышение, понижение давления. Для кривой c справедливо обратное.

Исходные точки прямых c' и c'' соответствуют закрытому положению клапана. Заданное давление предохранительного клапана обычно настраивают по манометру до установки на место. При эксплуатации предохранительного клапана осуществлять контроль за действительным натягом пружины достаточно сложно. В то же время в результате длительной эксплуатации настройка может изменяться из-за изменения фактической площади затвора, на которую воздействует входное давление. Это изменение происходит в результате приработки уплотняющих поверхностей (прямая c'). Давление среды действует на большую поверхность, например, после длительного времени эксплуатации, и заданное давление уменьшается. Это следует иметь в виду при выявлении причин негерметичности клапана.

Из сказанного следует, что действительная сила предварительного

натяга пружины имеет определенные границы, определяемые заданным давлением и площадью фактической поверхности затвора, на которую воздействует давление.

На рис. 66 представлена безразмерная характеристика малоподъемного предохранительного клапана. Из графика виден ее рост при увеличении хода. Но так как сила пружины повышается пропорционально ходу, малый ход требует значительного повышения давления, т. е. характеристика отпирания растет полого. Экспериментальные исследования показали, что форма безразмерной характеристики малоподъемного предохранительного клапана определяется главным образом геометрией седла.

Безразмерную характеристику $\sigma = f(h/d_m)$ для полноподъемного и малоподъемного предохранительных клапанов можно определить только экспериментально. При этом для определения повышения давления, необходимого для достижения определенного хода, используют уравнение

$$\sigma / \sigma_F = p_0 / p_1 . \qquad (48)$$

6.1.5. Конструкция подводящего и отводного трубопроводов

На функционирование предохранительных, особенно полноподъемных, клапанов существенное влияние оказывают динамические параметры потока до и после клапана. Так, потеря давления перед входом в клапан при полном расходе должна быть возможно минимальной. Трубопровод должен быть сконструирован и размещен так, чтобы падение давления не превышало 2 % входного. Если площадь сечения подводящего трубопровода будет равна площади наименьшего свободного сечения в затворе (сечение седла), падение давления в подводящем трубопроводе может оказаться заметным, что приводит к сокращению расхода, и следовательно, уменьшению силы, открывающей клапан, особенно на верхнем участке хода. При этом происходит деформация характеристики клапана и сокращается расход через клапан. Результатом взаимодействия трубопровода и клапана могут быть удары и вибрации затвора, поэтому сечение подводящего трубопровода в случае полноподъемного предохранительного клапана должно быть больше сечения седла клапана. С этим же связано и то, что входной патрубок переходит в меньший по сечению канал, ведущий к седлу (рис. 58 и 67).

Из-за малого хода самым узким сечением у малоподъемных предохранительных клапанов является зазор между затвором и седлом. В этом сечении устанавливается скорость звука, поэтому сечение подводящего трубопровода не должно быть больше сечения седла.

Во избежание заметного повышения давления относительно рас-

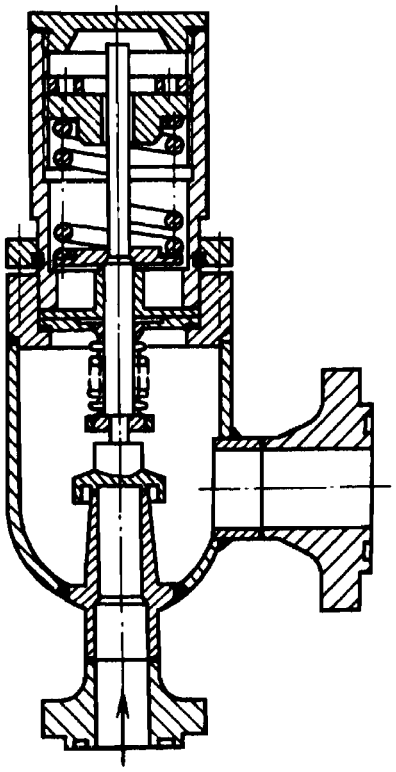


Рис. 67. Полноподъемный предохранительный клапан с сильфонным уплотнением штока (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Пренцлау)

четного в отводных трубопроводах последние должны быть по возможности короткими и рациональными с точки зрения гидродинамики. Диаметр отводной линии не должен быть меньше минимального диаметра потока в клапане.

Следует иметь в виду, что при срабатывании клапана на выходе из корпуса и в отводном трубопроводе всегда возникает противодавление. Как уже неоднократно указывалось, в большинстве случаев в клапанах для газообразных рабочих сред имеет место истечение с отношением давлений $p_3/p_0 \leqslant 0{,}22$. В этом случае потери существенны и могут не учитываться. Учитываться они должны при отношении давлений значительно выше 0,22.

6.1.6. Определение геометрических размеров

Для определения геометрических размеров предохранительного клапана необходимо рассчитать требуемую пропускную способность и свободное сечение в седле клапана в зависимости от заданного расхода отводимой среды [4]. При этом следует делать различия между сжимаемой и несжимаемой средами. В данном случае большой интерес представляют газообразные среды. Так как во всех предохранительных клапанах при выпуске газообразных сред в самом узком сечении, как правило, устанавливается скорость звука, в расчет следует принимать законы истечения через проходное сечение со сверхкритическим перепадом давления. Потери, вызываемые при прохождении через предохранительный клапан из-за сужения потока, изменения его направления и трения учитывают с помощью коэффициента расхода (истечения) α. Он получается экспериментально и отражает соотношение действительного расхода к теоретическому (без потерь). Для сжимаемых сред (газов) и сверхкритического перепада давлений действует величина $\alpha_{ük}$.

Трение определяется свойствами и состоянием среды и зависит от скорости течения c, кинематической вязкости ν и диаметра потока d. Для определения параметров течения большое значение имеет безразмерный критерий – число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{cd}{\nu}. \qquad (49)$$

В зависимости от вида среды при $p_3 / p_1 = 0{,}53 - 0{,}59$ возникают критические перепады давления. При этом скорости течения и связанные с ними значения критерия Рейнольдса настолько велики, что для всех сред расчет ведут с достаточным приближением, как для идеальных газов. В связи с этим коэффициент расхода $\alpha_{ük}$ зависит в основном от геометрии конструкции.

Для газов и паров массовый расход через клапан (в кг/ч) [42, 68]

$$\dot{m} = 1{,}59\ \alpha\ \psi_{max} A_s \sqrt{(10 p_1 + 1)\ \rho_1} \qquad (50)$$

при условии $10 p_1 + 1 \geqslant \dfrac{10 p_3 + 1}{\pi_{крит}}$,

где α – коэффициент расхода (коэффициент истечения) [4]; ψ_{max} – коэффициент расширения при критической степени сжатия (табл. 6); A_s – сечение седла клапана, мм^2; p_1 – максимальное избыточное давление перед предохранительным клапаном, МПа; p_3 – избыточное давление за предохранительным клапаном, МПа; ρ_1 – плотность хладагента перед предохранительным клапаном, кг/м^3; $\pi_{крит}$ – критическое отношение давлений газа (табл. 6).

Таблица 6. Критическое отношение давлений и коэффициент расширения для критического отношения наиболее употребляемых хладагентов (газ и перегретый пар)

Хладагент	$\pi_{крит}$	ψ_{max}
CO_2	0,546	0,472
R11	0,580	0,448
R12	0,576	0,451
R13	0,574	0,452
R113	0,590	0,440
R114	0,583	0,446
R21	0,567	0,457
R22	0,566	0,457
NH_3	0,544	0,473
R600	0,583	0,446
R600a	0,583	0,446
R170	0,567	0,459
R290	0,576	0,450
Воздух*	0,528	0,483

*Величины для воздуха приведены потому, что предохранительные клапаны обычно испытываются воздухом.

После простых преобразований получают основное уравнение предохранительного клапана

$$A_s = \frac{0{,}6272}{\psi_{max}\sqrt{\frac{\rho_1}{10\,p_1 + 1}}} \cdot \frac{\dot{m}}{\alpha\,(10\,p_1 + 1)}. \qquad (51)$$

В некоторых случаях пользуются понятием среднего коэффициента давления. Уравнение (51) приобретает в этом случае следующую форму:

$$A_s = x\,\frac{\dot{m}}{\alpha\,(10\,p_1 + 1)}. \qquad (52)$$

Коэффициент среднего давления x учитывает все влияния и свойства рабочей среды и может быть заранее рассчитан или взят из таблиц.

Расчет может быть произведен и с помощью коэффициента предохранительного клапана [4]

$$K = 1{,}1\,x/\alpha, \qquad (53)$$

тогда для самого узкого сечения имеет выражение:

$$A_s^* = K\,\frac{\dot{m}}{10\,p_1 + 1}. \qquad (54)$$

Число 1,1 – это коэффициент надежности, учитывающий возможные неточности при расчете и изготовлении. Некоторые авторы рекомендуют следующие значения k:

Предохранительные клапаны	k
полноподъемные	3,3
малоподъемные с пружиной	
$d_{седла} \geqslant 25$ мм	22
$d_{седла} < 25$ мм	65

6.1.7. Предохранительные клапаны в холодильных установках

В холодильных установках предохранительные клапаны используются в основном для защиты сосудов и аппаратов и для защиты компрессоров. Установленные на стороне высокого давления предохранительные клапаны выпускают рабочую среду в атмосферу или перепускают на сторону низкого давления, установленные на стороне низкого давления выпускают рабочую среду в атмосферу.

Малоподъемные предохранительные клапаны, характеристики которых позволяют открывать клапан пропорционально повышению давления, применяют в тех случаях, когда следует отвести небольшое количество хладагента при постепенном повышении давления. Их используют для газов, паров и жидкостей. Полноподъемные предохранительные клапаны позволяют выпустить большое количество рабочей среды, и их целесообразнее всего применять для газов и паров.

6.1.7.1. Предохранительные клапаны для защиты сосудов и аппаратов

Массовый расход хладагента (в кг/ч), который должен быть обеспечен при недопустимом повышении окружающей температуры, может быть рассчитан по следующей формуле:

$$\dot{m} = \frac{A_a k (t_2 - t_1)}{q_{0m}}, \qquad (55)$$

где A_a – площадь внешней поверхности защищаемого сосуда или аппарата, м^2; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2 · K); t_1 – температура насыщенного пара хладагента при допустимом давлении, °С; t_2 – максимальная температура окружающей среды, °С; q_{0m} – скрытая теплота парообразования хладагента при допустимом давлении, кДж/кг.

Отдельные расчетные значения температур и коэффициентов теплопередачи приводятся в инструкциях и предписаниях.

С помощью уравнения (54) рассчитывают требуемое сечение клапана

$$A_s = K \frac{A_a k (t_2 - t_1)}{q_{0m} (10p_1 + 1)}. \qquad (56)$$

Так как в сосудах, аппаратах и трубопроводах, как правило, не происходит внезапного повышения давления, то для их защиты достаточно применения малоподъемных предохранительных клапанов. В средних и больших установках часто перед предохранительным клапаном устанавливают переключающие вентили (см. раздел 5.3 и рис. 42). С помощью переключающих вентилей можно отключить лишь один предохранительный клапан, и таким образом, защищаемый сосуд или аппарат остается под контролем хотя бы одного клапана.

6.1.7.2. Предохранительные клапаны для защиты компрессоров

Объемные компрессоры с номинальной холодопроизводительностью свыше 10 кВт или объемом свыше 85 м^3/ч, например, поршневые, в

процессе работы которых при определенных условиях могут быть превышены допустимое давление нагнетания и расчетное давление, следует защищать предохранительными клапанами [68]. Превышение допустимого давления может произойти, например, в случае пуска компрессора при закрытом нагнетательном вентиле или отсутствия воды для охлаждения конденсатора. Предохранительные клапаны размещают на стороне нагнетания между компрессором и нагнетательным вентилем и предназначают для перепуска хладагента на сторону всасывания (перепускной клапан), или отвода в атмосферу.

Оба способа использования предохранительных клапанов имеют свои преимущества и недостатки. При перепуске на сторону всасывания практически невозможно проконтролировать герметичность предохранительного клапана, нарушение которой приводит к снижению холодопроизводительности, но преимущество этого способа состоит в том, что хладагент при этом не теряется в атмосферу.

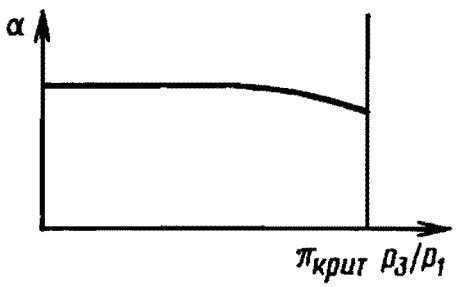
При выпуске хладагента в атмосферу герметичность предохранительного клапана контролируют с помощью смотрового окна, встроенного в отводной трубопровод. Недостаток этого способа состоит в том, что выпущенный в атмосферу хладагент теряется.

Если предохранительные клапаны (см. рис. 57 и 58) используют для перепуска, давление всасывания действует на затвор в направлении запирания. При этом результирующая сила зависит от величины так называемой несбалансированной поверхности. Несбалансированные поверхности нагружаются давлением на стороне выхода клапана, при этом сила, закрывающая клапан, не уравновешивается силой, возникающей от контролируемого давления. Поэтому чем выше давление всасывания, тем должно быть больше давление на стороне нагнетания, чтобы предохранительный клапан открылся. Однако это давление не должно превышать расчетное. В связи с этим перепускные клапаны следует настраивать с учетом разности давлений.

Давление всасывания не всегда остается постоянным, поэтому для перепуска целесообразно использовать клапаны, противодавление в которых не оказывает влияния на силу, действующую на клапан. Такие клапаны называют сбалансированными, или уравновешенными. В их конструкции несбалансированная поверхность отсутствует (см. рис. 67), и противодавление не оказывает воздействия на настройку клапана. Перепускной клапан в этом случае открывается при заданном давлении. Для уравновешивания несбалансированных поверхностей могут быть использованы уплотняющие поршни, плоские мембраны и металлические сильфоны (см. рис. 67), площадь эффективной поверхности которых соответствует площади сечения седла.

Необходимо отметить, что даже при полном уравновешивании с повышением противодавления пропускная способность клапана снижается, что эквивалентно уменьшению коэффициента расхода α (рис. 68). Это относится лишь к такому режиму работы, когда $p_3 / p_1 > \pi_{крит}$,

Рис. 68. Зависимость коэффициента расхода от отношения давлений $\alpha = f(p_з / p_1)$ в области $p_з / p_1 \leqslant \pi_{крит}$



а противодавление настолько велико, что преобладает докритическое отношение давлений. В этом случае расчет следует вести, как указано в разделе 3.7. Для уменьшения влияния противодавления разность между давлениями на сторонах нагнетания и всасывания должна быть как можно больше, тогда при срабатывании клапан будет работать в сверхкритическом режиме.

При давлении в системе, равном заданному, предохранительные клапаны для защиты компрессора должны обеспечивать отвод всего объемного расхода. Если исходить из того, что степень сжатия в компрессоре в обычных условиях и при обычных температурах для всех хладагентов составляет, как правило, > 3, в перепускном клапане также возникает скорость звука. Массовый расход можно определить с помощью уравнения (50) или коэффициента подачи компрессора

$$\dot{m} = \lambda \frac{\dot{V}_G}{\dot{V}_s}. \qquad (57)$$

Площадь сечения седла получают, используя уравнения (54) и (57):

$$A_s^* = k \frac{\lambda \dot{V}_G}{(10 p_1 + 1) \dot{V}_s}. \qquad (58)$$

Генератор абсорбционной установки также должен быть оснащен предохранительным устройством, защищающим его от превышения допустимого давления и позволяет перепускать хладагент на сторону низкого давления или выпускать в атмосферу.

6.2. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МЕМБРАНЫ

Предохранительные мембраны представляют собой закрепленные по кромке металлические пластины круглой формы. Если давление превышает максимально допустимую величину, мембрана вырывается из держателя или ломается и рабочая среда вытекает в отводящий патрубок. Мембраны изготовляют из высококачественной листовой стали и точно определяют показатели прочности. Если предохранительные мембраны предназначают для защиты компрессора [68], их снабжают

по обеим сторонам приспособлениями, препятствующими попаданию частиц сломанной мембраны в цилиндр компрессора.

Недостатком применения предохранительных мембран является то, что после их поломки клапан не закрывается автоматически, поэтому используют их крайне редко.

7. ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ

Обратные клапаны представляют собой запорные органы автоматического действия. Используют их в том случае, если течение среды происходит только в одном направлении. Такие клапаны препятствуют обратному течению при изменении направления потока или при отключении установки. Встраивают обратные клапаны, как правило, в трубопроводы диаметром до 200 мм.

7.1. УСТРОЙСТВО

Обратный клапан состоит из корпуса *1* с седлом клапана *2*, затвора клапана *3* и крышки клапана *6* (рис. 69). Цилиндр *5* в крышке образует вместе со штоком *4* направляющее устройство. Точная направляющая затвора гарантирует надежную работу обратного клапана. Образованная в направляющей конуса камера *8* связана с внутренней камерой клапана через демпфирующее отверстие. Обратные клапаны выпускают с пружиной *7* или без нее. Клапаны, используемые в холодильной технике, как правило, ее имеют. Пружина служит для удержания клапана в закрытом положении при отсутствии перепада давлений, а также усиливает эффект демпфирования при пульсирующем потоке.

Обратные клапаны бывают проходными, наклонными, угловыми (см. также раздел 5.1), а также прямоточные, у которых направление движения затвора совпадает с осью трубопровода. На рис. 70 показан такой обратный клапан, корпус которого зажат между двумя фланцами.

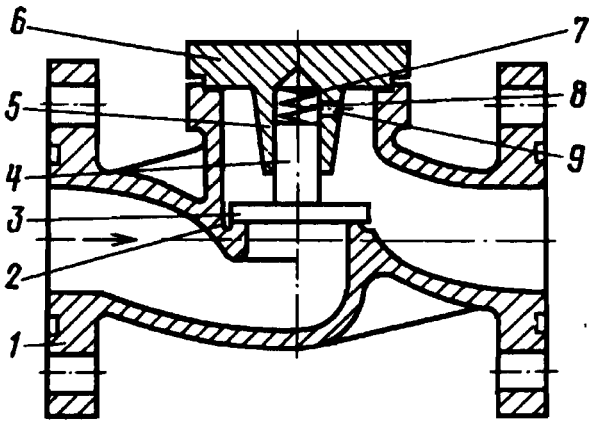


Рис. 69. Обратный клапан:

1 – корпус; *2* – седло; *3* – затвор; *4* – шток; *5* – цилиндр; *6* – крышка; *7* – пружина; *8* – камера цилиндра; *9* – демпфирующее отверстие

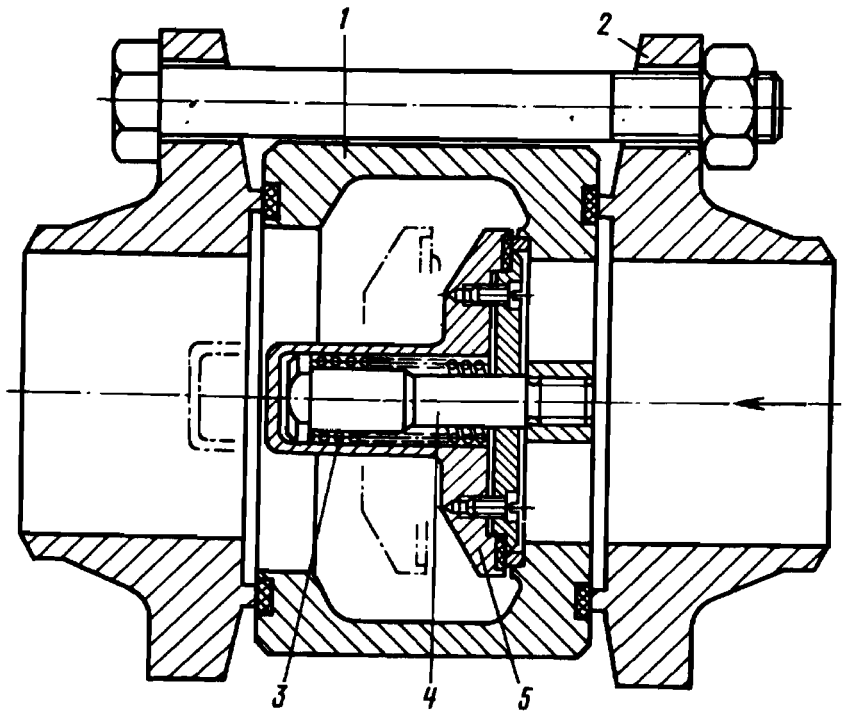


Рис. 70. Прямоточный обратный клапан зажимной конструкции:

1 – корпус; *2* – фланец трубопровода; *3* – пружина; *4* – шпилька; *5* – затвор

Характерными особенностями его являются: совпадение оси затвора и оси трубопровода, отсутствие фланцев и крышки на корпусе, компактное исполнение. Корпус *1*, выполненный в виде цилиндра, зажат между фланцами *2* трубопроводов. Затвор *5* собран на ввернутой в корпус шпильке *4*. Пружина *3* размещена в камере цилиндра. Подобные обратные клапаны в общем случае должны быть оснащены пружиной.

7.2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Действие обратного клапана основано на использовании падения давления на затворе. Открывается и закрывается он в зависимости от величины и направления разности давлений, действующей на затвор, которая, в свою очередь, связана с наличием и направлением потока. Закрытие затвора осуществляется под действием собственного веса затвора (у клапанов с вертикальной осью затвора), силы пружины и разности давлений до и после затвора. Разность давлений определяет силу прижатия затвора к седлу и стёпень герметичности клапана.

На рис. 71 показана экспериментально установленная зависимость утечки азота через затвор обратного клапана с коническим уплотнительным кольцом из ПТФЭ от разности давлений.

Если обратный клапан открывается силой воздействия потока на затвор, находящаяся в камере *8* (см. рис. 69) среда тормозит движение конуса вниз и препятствует жесткому удару о крышку. Размер демп-

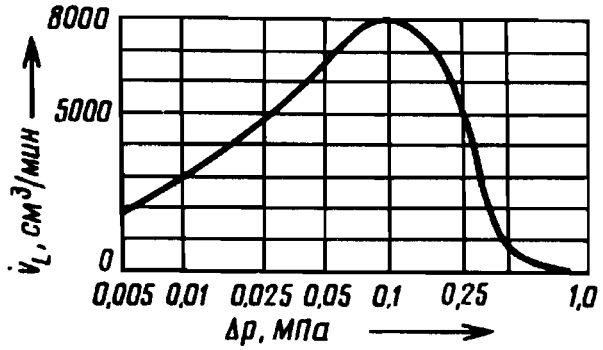


Рис. 71. Зависимость герметичности затвора обратного клапана от разности давлений Δp, действующей на затвор ($\dot{V}_L$ – объемный расход утечки азота)

фирующего отверстия *9* таков, что при взаимодействии с объемом камеры *8* плавно открывается и закрывается затвор. Степень открытия клапана зависит от отношения силы воздействия потока и силы пружины. Так как обратные клапаны, применяемые в холодильных установках, в ряде случаев устанавливают на всасывающих трубопроводах, вызываемая ими потеря давления должна быть очень небольшой. Поэтому рассчитывают эти клапаны так, чтобы начинали открываться они при разности давления Δp = 0,005 МПа, а при 0,03 МПа были полностью открыты.

Обратные клапаны с пружиной могут быть установлены в любом положении. Беспружинные клапаны функционируют только на горизонтальных трубопроводах, где их устанавливают крышкой вверх.

7.3. ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ В ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Обратные клапаны широко используют в холодильных установках для предупреждения образования нежелательного обратного потока во всасывающих и нагнетательных трубопроводах компрессоров и жидкостных трубопроводах.

В многотемпературных установках во избежание обратной конденсации хладагента от более теплых к более холодным испарителям, обратные клапаны устанавливают на паровых трубопроводах более холодных испарителей. Это предотвращает переполнение жидким хладагентом более холодного испарителя и, следовательно, защищает от гидравлических ударов компрессор в момент его пуска.

Целесообразно также предусмотреть обратный клапан во всасывающем трубопроводе установки, управляемой реле низкого давления. Устанавливают его между компрессором и местом присоединения реле давления, что препятствует образованию обратного потока хладагента от стороны нагнетания к стороне всасывания при остановке компрессора, работающего в автоматическом режиме "пуск – остановка".

Во избежание выравнивания давления между сторонами нагнетания и всасывания компрессора обратный клапан устанавливают в нагнетательном трубопроводе между компрессором и конденсатором. Выравнивание давления приводит к конденсации хладагента в ком-

прессоре и затрудняет работу реле давления в автоматических установках. Кроме того, правильная установка и использование обратного клапана облегчают пуск компрессора.

Обратные клапаны в нагнетательных трубопроводах должны обладать хорошими демпфирующими свойствами, что позволяет избежать сильных колебаний и ударов затвора. В большинстве случаев обратные клапаны, устанавливаемые на стороне высокого давления, оборудуют специальными демпфирующими устройствами.

Изображенный на рис. 69 обратный клапан выполнен литым из чугуна или стали. Тип уплотнения в седле клапана – "металл по металлу". Затвор клапана отлит из твердого свинца или баббита. Относительно короткая пружина размещена в направляющей камере. Условный диаметр таких клапанов от 10 до 200 мм.

На рис. 72 представлен обратный клапан с наклонным седлом в сварном корпусе. Длинный шток гарантирует правильное положение затвора относительно седла. Уплотнительное кольцо затвора из материала ПТФЭ укреплено резьбовым соединением и при необходимости может быть легко заменено.

Размещенная вне направляющей затвора длинная пружина имеет малую жесткость, что обеспечивает малое давление в момент, когда клапан открывается.

В малых холодильных установках с медными трубопроводами небольшого диаметра обратные клапаны присоединяют способом отбортовки или пайки. На рис. 73 показан обратный клапан для трубопроводов небольшого диаметра с присоединением под отбортовку. Корпус состоит из двух частей, соединяемых резьбой. Входной патрубок *1* является одновременно седлом клапана. В выходном патрубке *2* размещены затвор *3* и пружина *4*. Затвор изготовлен в виде цилиндра с отшлифованным дном.

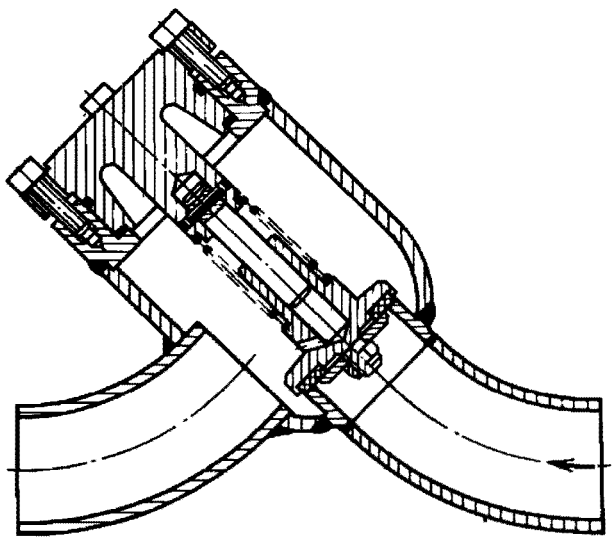


Рис. 72. Обратный клапан в сварном корпусе с наклонным седлом (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Пренцлау)

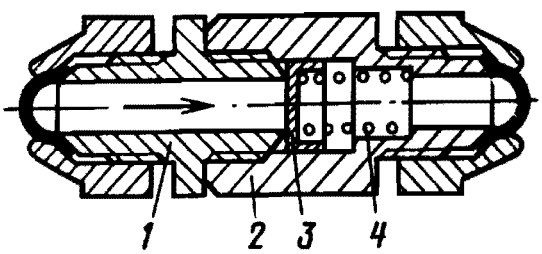


Рис. 73. Обратный клапан с подсоединением под отбортовку для малого диаметра прохода:

1 и *2* – входной и выходной патрубок; *3* – затвор; *4* – пружина

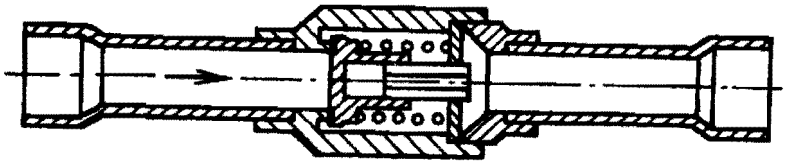


Рис. 74. Обратный клапан с присоединением пайкой для труб малых диаметров (Danfoss, Дания)

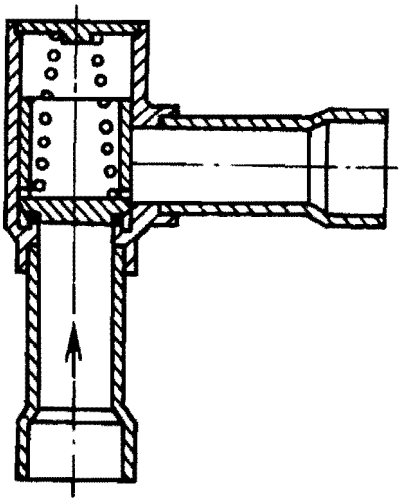


Рис. 75. Угловой обратный клапан (Danfoss, Дания)

Аналогичный обратный клапан, состоящий из двух спаянных частей, представлен на рис. 74. Затвор выполнен со штоком, движущимся в направляющей, которая зажата между частями корпуса. Подсоединения к трубопроводу выполнены пайкой с помощью калиброванных патрубков. В собранном состоянии клапан обеспечивает надежную герметичность по отношению к внешней среде. Угловые обратные клапаны предназначены для вертикальных трубопроводов. На рис. 75 изображен угловой обратный клапан простой и надежной конструкции. Затвор клапана выполнен в виде поршня непосредственно в корпусе. Большая камера над поршнем служит его эффективным демпфером. Коническая пружина затвора обеспечивает большой ход, что гарантирует минимальную потерю давления.

8. ВСПОМОГАТЕЛЬНАЯ АРМАТУРА

К вспомогательной арматуре относят различные фильтры, смотровые стекла и фитинги. Ниже описываются фильтры-осушители и смотровые стекла. Фильтры и фитинги в рамках этой книги не рассматриваются.

8.1. ФИЛЬТРЫ-ОСУШИТЕЛИ

Фильтры-осушители являются комбинированными устройствами, выполняющими фильтрацию, осушение и нейтрализацию жидкого хладагента. Вода, кислоты и загрязнения в хладагенте отрицательно влияют на работу и срок службы холодильной установки. Содержание этих примесей можно существенно снизить с помощью фильтров-осушителей, которые не оказывают заметного отрицательного влияния на работу холодильной установки.

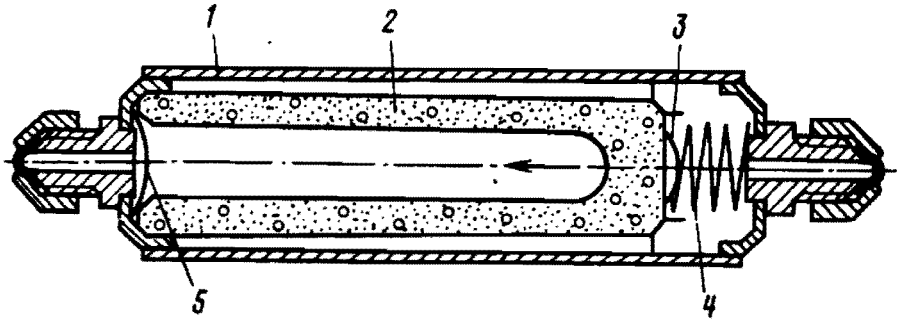


Рис. 76. Фильтр-осушитель с патроном, заполненным твердым наполнителем (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР. Альтенбург):

1 – корпус; *2* – патрон с твердым наполнителем; *3* – перфорированный лист; *4* – пружина; *5* – тканевый фильтр

На рис. 76 изображен фильтр-осушитель, снабженный патроном с твердым наполнителем. Он состоит из герметичного сварного корпуса *1* с входными и выходными патрубками, предназначенными для соединения отбортовкой или пайкой, патрубка из твердого материала *2*, перфорированного листа *3*, пружины *4* и фильтра *5*.

На стороне входа патрон закрепляют и центрируют посредством перфорированного листа, а на стороне выхода – посредством направляющего выступа на крышке. Перфорированный лист обеспечивает одновременно правильное распределение хладагента. Давление пружины прижимает указанные детали к выходной крышке, что препятствует перемещению встроенных деталей и гарантирует равномерное распределение твердого наполнителя.

Твердый наполнитель представляет собой высокопористую, но прочную смесь различных влагопоглощающих веществ (в первую очередь силикагель и цеолиты). Расположен наполнитель так, что вся его внешняя поверхность омывается хладагентом. Перед выходом хладагент должен пройти через осушитель. Этим достигается интенсивная фильтрация при одновременном осушении. Во избежание попадания взвешенных твердых частиц в крышке, расположенной на стороне выхода, располагают тканевый фильтр *5*.

Работа фильтра-осушителя основана на способности высокопористого наполнителя к адсорбции и тонкой очистке. Фильтр-осушитель задерживает такие примеси, как вода, неорганические и органические кислоты, масляные смолы, экстракты и др.

Наряду с фильтрами-осушителями, снабженными патронами с твердым наполнителем, в малых холодильных установках применяют фильтры-осушители с уплотняемым наполнителем (рис. 77). Эти осушители состоят из металлического корпуса *1* со штуцерами на входе и выходе, наполнителя-осушителя *2*, входного фильтра *3*, пружины *4* и фильтрующего конуса *5* (как правило, из металлокерамики) или тканевого сита.

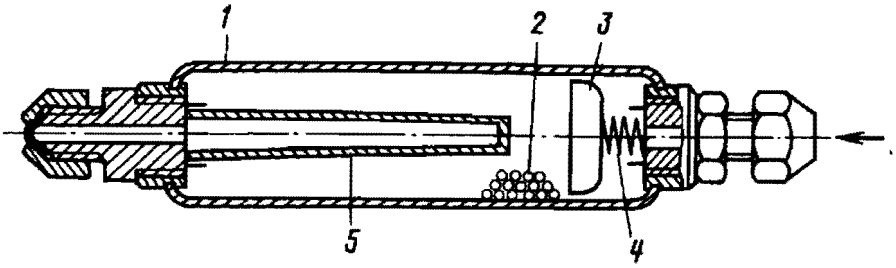


Рис. 77. Фильтр-осушитель с уплотняемым наполнителем и присоединением методом отбортовки (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Альтенбург):

1 – корпус; *2* – наполнитель (осушитель); *3* – входной фильтр; *4* – пружина; *5* – фильтрующий конус



Рис. 78. Фильтр-осушитель с уплотняемым наполнителем и присоединением пайкой (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Альтенбург):

а – одинарное соединение; *б* – двойное соединение

Эти фильтры-осушители выпускают с соединением методом отбортовки (рис. 77) а также с одинарным или двойным паяным соединением (рис. 78). При двойном паяном соединении предусматривают два входных патрубка (рис. 78, *б*), один из которых служит для зарядки агента и вакуумирования системы, а второй – для работы по замкнутому циклу.

В качестве наполнителя-осушителя употребляют силикагель (гранулированный) и цеолиты. Последние являются наиболее эффективными осушителями: они поглощают до 19 % влаги по отношению к своей массе, что в 6–8 раз больше, чем может адсорбировать силикагель. Недостатком цеолитов является небольшая износостойкость и повышенное образование пыли.

Применяемые в настоящее время осушители являются веществами-адсорбентами. Они обеспечивают физическое связывание воды на поверхности своих кристаллов. Они не образуют химических соединений с водой и при насыщении сохраняют свою кристаллическую структуру. Поэтому адсорбционные осушители могут длительное время оставаться в установке. Раньше применяли осушители, которые вступали с водой в химическое соединение с образованием жидкой массы, которая загрязняла установку. Поэтому такие осушители могут находиться в установке не более двух дней.

Большое значение имеет износостойкость осушителя, подвергаемого большой нагрузке под действием протекающего хладагента. Пыль от истирания осушителя оседает на фильтре, препятствуя течению хладагента, или попадает в поток, повышая износ компрессора.

В настоящее время осушители наполняют в первую очередь гранулированным цеолитом. Величина пор этого осушителя составляет 4^{-8} м (4 Å). Поэтому адсорбируются молекулы воды размером $3{,}2^{-8}$ м (3,2 Å), в то время как большие молекулы хладагента $\sim 5^{-8}$ м ($\approx$5 Å) не могут проникнуть в поры. Мелкие загрязняющие частицы дополнительно задерживаются на фильтрующем конусе или тканевом фильтре.

Фильтры-осушители следует встраивать в жидкостный трубопровод. Объемный расход и скорость течения жидкого хладагента меньше, чем пара, поэтому осушитель в течение более длительного времени контактирует с хладагентом и успевает поглотить больше воды. Наиболее эффективным и распространенным способом монтирования фильтра является установка его между конденсатором и дросселирующим вентилем.

Фильтры-осушители монтируют вертикально при направлении потока сверху вниз. При горизонтальном расположении фильтра, направлении потока снизу вверх и определенном сочетании конструктивных особенностей и рабочих параметров происходит подкипание агента. Образующаяся при этом паровая подушка ограничивает работоспособность фильтра.

По имеющимся данным, осушитель забирает у хладагента не всю воду. Достигается состояние равновесия, при котором хладагент и осушительная среда содержат некоторое постоянное количество воды. Состояние равновесия нарушается, если хладагент дополнительно поглощает влагу. Тогда бóльшая часть воды переходит в осушитель, в то время как хладагент сохраняет примерно то же ее количество. При вновь установившемся равновесии значительно повышается содержание воды в осушителе. Мерилом качества осушителя является отношение количества поглощаемой им воды к оставшемуся количеству воды в хладагенте.

Поглощение воды тем больше, чем ниже температура осушителя. При повышении температуры осушителя часть адсорбированной при низкой температуре воды возвращается хладагенту, поэтому осушители следует монтировать в местах с низкими температурами и защищать от внешних источников нагрева.

Выбор фильтра-осушителя осуществляют на основе его поглощающей способности по отношению к воде с учетом условного прохода, в соответствии с техническими данными установки. Кроме того, принимают во внимание температуру среды, температуру кипения, допустимое остаточное содержание влаги в установке, влажность хладагента и холодильного масла, степень загрязненности установки и др. Например, если следует поддерживать более высокую температуру кипения, выбирают больший осушитель.

Точно установить степень влажности и загрязненности часто оказывается трудно, поэтому на практике контролировать эффективность

осушителя целесообразнее через смотровое стекло с помощью индикатора влажности (см. раздел 8.2). Смотровое стекло следует размещать непосредственно за осушителем.

Отсутствие гомогенной смеси хладагент – масло может привести, особенно при низких температурах, к сильному замасливанию и нарушить работоспособность осушителя. В подобных случаях фильтр-осушитель следует встраивать в том месте жидкостного трубопровода, где наиболее благоприятная температура среды, или монтировать в обводной линии, которую можно запирать перед достижением предельной температуры.

8.2. СМОТРОВЫЕ СТЕКЛА

Смотровые стекла для контроля состояния хладагента в жидкостных трубопроводах и для определения количества хладагента в сосудах (например, жидкостных ресиверах). В некоторых случаях смотровые стекла снабжают индикатором влажности. Смотровые стекла без индикатора влажности служат главным образом для наблюдения за состоянием жидкости хладагента в трубопроводе и контроля уровня жидкости в ресиверах, компрессорах и т. п. Для лучшего определения уровня жидкости смотровые стекла оснащают поплавками. Смотровые стекла с индикаторами влажности дают дополнительные сведения о состоянии влажности хладагента.

На рис. 79 показано смотровое стекло с индикатором влажности. В металлический корпус *3* герметично впаяно смотровое стекло *2*. Индикатор влажности (специально пропитанная индикаторная бумага) закреплен на сменяемой опоре индикатора *7*. Пружина *4* поджимает опору индикатора к смотровому стеклу.

Индикатор влажности изменяет окраску при повышении и понижении содержания влаги. Изменение окраски индикатора зависит также от температуры. Фактическое содержание влаги оценивают, сверяя окраску индикатора по таблицам цветности или сравнивая ее с эталонами. Индикаторы влажности, которые были в употреблении и при ремонтных работах соприкасались с воздухом, следует заменять.

На работоспособность индикатора оказывают влияние следующие

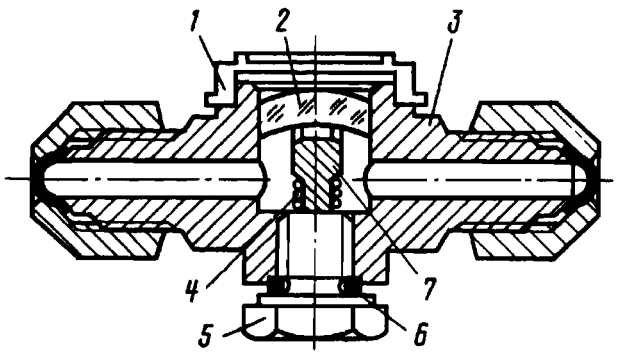


Рис. 79. Смотровое стекло с индикатором влажности для жидкостных трубопроводов (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Альтенбург):

1 – защитный щиток; *2* – смотровое стекло, *3* – корпус; *4* – пружина; *5* – индикаторный болт; *6* – уплотнительное кольцо; *7* – опора индикатора

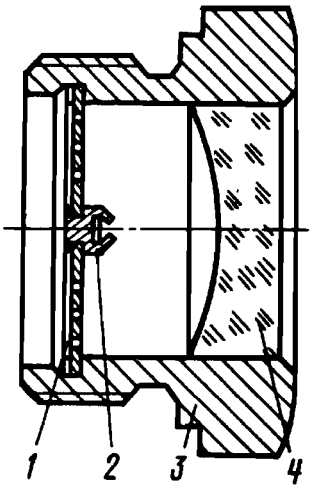


Рис. 80. Смотровое стекло с индикатором влажности для контроля уровня жидкости (VEB MAW Armaturenwerk, ГДР, Альтенбург):

1 – отражательный диск; *2* – опора индикатора; *3* – корпус; *4* – смотровое стекло

факторы: вода, которая находится в хладагенте или соприкасается с индикатором другим путем, средства для очистки оборудования, кислоты, спирты и красители, загрязнения (масляная смола, загрязнения от рук, пыль от фильтров-осушителей), ультрафиолетовое излучение, пары воды, масла, жирные среды и частицы от сварки, длительное хранение на открытом воздухе.

Перед встраиванием смотрового стекла с индикатором влажности установка должна быть тщательно очищена.

В зависимости от вида индикатора и пропиточных средств цвет индикаторов влажности может быть различным. В ГДР, например, изготовляют смотровые стекла синего цвета для индикаторов сухих веществ и розового для индикаторов влажности.

В соответствии со скоростью поглощения воды фильтром-осушителем изменение цвета может происходить в течение длительного времени (до 12 ч).

Цвет определяется лишь после достижения равновесного состояния влаги в установке.

Если индикатор показывает наличие влаги, это значит, что фильтр-осушитель либо насыщен водой, либо непригоден к работе, поэтому его следует заменить.

Следует подчеркнуть, что индикатор влажности дает лишь ориентировочные значения влажности, поскольку он не является измерительным прибором.

Однако с помощью этого прибора можно составить достаточно точное представление о содержании воды в хладагенте.

Следует обратить внимание на то, что в некоторых случаях даже при использовании индикатора синего цвета при малой влажности холодильный агент R 12 может содержать свободную воду.

Так, например, если при температура 35 °С в жидкости, текущей по трубопроводу, содержится 10 мг/кг воды (сухой хладагент), то при температуре на входе – 25 °С и таком же содержании влаги в хладагенте растворяется только 5 мг/кг.

Остальная вода является свободной.

В холодильной машине с R 22 при температуре впрыска ниже -50°C также может быть свободная вода.

Направление потока для смотровых стекол согласно рис. 79 может быть любым.

В холодильной установке смотровые окна следует располагать за фильтром-осушителем.

В случаях, когда жидкостный трубопровод оказывается разделенным на несколько участков, каждый участок трубы может быть оснащен смотровым стеклом.

На рис. 80 показано смотровое стекло с индикатором влажности, которое используется также для контроля уровня жидкости.

Смотровое стекло состоит из корпуса *3*, герметично вплавленной линзы и отражательного диска *1* (диск с отверстиями) с опорой индикатора *2*.

Отражательный диск с отверстиями служит для удобства наблюдения за уровнем жидкости.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Drees, H.,; Zwicker, A.: Kühlanlagen. 12. Aufl. Berlin: VEB Verlag Technik 1979.
2. TGL 18 302: Rohrleitungen und Armaturen, Nenn – und Prüfdruck ab 0,1 MPa Überdruck (Dezember 1964).
3. MAN 701. 43: Armaturen, Betriebsdrucke für Armaturen aus warmfestem Stahlguß. Werkstandard des VEB MAW "Karl Marx" Magdeburg, Januar 1972.
4. Werkstoff – und Bauvorschriften für Anlagen der Dampf – und Drucktechnik, Ausrüstung AV 1–9/74. Berlin: VEB Verlag Technik 1974.
5. Firmenschrift der Phönix Armaturen – Werke Frankfurt/M – Rodelheim: Armaturen für tiefe Temperaturen. TK 300 Blatt 2 (1968), S. 1–7.
6. TGL 13 871 Kaltzähe Stähle, Technische Lieferbedingungen (Dezember 1962).
7. Gabriel, A.: Temperguß. Technische Mitteilungen (Organ des Hauses der Technik Essen, Vulkan – Verlag) 59 (1966) Nr. 1, S. 11–16.
8. Kopp, L.: Werkstoffverhalten unter mechanischer Beanspruchung bei hohen und tiefen Temperaturen. Chemie – Ingenieur – Technik 42 (1970) Nr. 11, S. 743–750.
9. Grein, W.: Das Problem der Zähigkeitsbewertung von Konstruktionswerkstoffen bei tiefen Temperaturen. Chemie – Ingenieur – Technik 33 (1961) Nr. 11, S. 739–743.
10. Mühlberger, H.: Kerbschlagzähigkeit von ferritischem Gußeisen mit Kugelgraphit. VDI–Z. 110 (1968) Nr. 18, S. 729–737.
11. Szantay, B.: Werkstoff – und Festigkeitsfragen chemischer Einrichtungen bei Temperaturen unter 0 °C. Chemische Technik 22 (1970) Nr. 10, S. 613–615.
12. Merkblatt 470: Stähle für tiefe Temperaturen. 2. Aufl. Beratungsstelle für Stahlveredlung Düsseldorf 1974.
13. Strassburg, F. W.: Kaltzähe Stähle für die Tieftemperaturtechnik. Kältetechnik 14 (1962) Nr. 9, S. 280–286.
14. Hanecke, M.; Middeldorf, W.: Kaltzähe Stähle für den Transport und die Lagerung verflüssigter Gase. Hoesch Hüttenwerke AG Dortmund (1972) Nr. 1, S. 5–20.
15. Jesper, H.; Achtelik, K.: Kaltzähe Stähle. Nickel – Informationsbüro GmbH Düsseldorf, 1 (1974).
16. Rädeker, W.: Vergleichende Untersuchungen zur Frage des Sprödbruchverhaltens von Stahl. Stahl und Eisen 80 (1960) Nr. 16, S. 1072–1083.
17. Fehr, H.–P.: Stahlauswahl allgemeiner Baustähle im Tieftemperaturbereich. Schweißtechnik 22 (1972) Nr. 9, S. 407 und 408.
18. Fehr, H.–P.: Probleme und Erkenntnisse zum ökonomischen Stahleinsatz bei tieftemperaturbeanspruchten Konstruktionen. IfL – Mitteilungen 12 (1973) Nr. 1, S. 6–9.
19. Ried, G.: Absperrorgane in der Kälteindustrie. Kältetechnik 16 (1964) Nr. 4, S. 113–115.
20. Huppertz, P. H.: Das Schweißen kaltzäher Stähle. Der Praktiker 3 (1974). S. 60–63.
21. Wagner, K.: Anorganische Werkstoffe. Chemie – Ingenieur – Technik 36 (1964) Nr. 2, S. 1171–1175.
22. Theiges, W.: Kaltzäher Stahlguß – seine Eigenschaften und Anwendung. VDI–Z. 117 (1975) Nr. 2, S. 80–86.
23. Kessler, K.: Gußeisen mit Kugelgraphit in der Konstruktion. Technische Mitteilungen (Organ des Hauses der Technik Essen, Vulkan – Verlag) 59 (1966) Nr. 1, S. 17–22.
24. Holzmüller, W.; Altenburg, K.: Physik der Kunststoffe, S. 140–145. Berlin: Akademie – Verlag 1961.
25. Steinle, H.: Prüfung der Kältemittelbeständigkeit nichtmetallischer Stoffe. Kältetechnik (1951) Nr. 5, S. 110–114; Nr. 6, S. 139–143.

26. Eisenmann, B.J. jr.: Refrig. Engng. 57 (1949) Nr. 2, S. 1171–1174 u. 1179–1195.
27. Sauerbrunn, J.: BBC – Nachrichten. (1960) Nr. 1, S. 10–13.
28. Hänzschel, H.; Hypko, A.: Elastomere für R – Kältemittel. Luft – und Kältetechnik (1962) Nr. 2, S. 92–95.
29. Du Pont: Technical Bulletin B 12 A.
30. Handbuch der Kältetechnik Bd. IV. Herausgeg. von R. Plank. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer – Verlag 1952.
31. Meyer, B.; Schwarz, D.: Zur Kältemittelbeständigkeit von Plasten und Elasten. Luft – und Kältetechnik 2 (1966) Nr. 1, S. 24–28.
32. 2. Frigenforum der Farbwerke Hoechst AG am 25.2.1966.
33. Mann, G.; Hofer, B.: Kühlraum – Lastfaktoren. Reihe Luft – und Kältetechnik. Herausgeg. von G. Heinrich. Berlin: VEB Verlag Technik 1977.
34. Kecke, H. J.: Rohrleitungen und Armaturen. 1. Lehrbrief Armaturen. Berlin: VEB Verlag Technik 1977.
35. Kecke, H. J.: Rohrleitungen und Armaturen. 2. Lehrbrief Armaturen. Berlin: VEB Verlag Technik 1975.
36. Kecke, H. J.: Kennwerte zur Druckverlust – und Durchsatzberechnung von Rohrleitungsarmaturen. Chem. Technik 30 (1978) Nr. 5, S. 248–251.
37. Kecke, H. J.: Strömungstechnische Probleme an Armaturen. Technische Information Armaturen 30 (1968) Nr. 2, S. 5–12.
38. Brocket, G. F.: Correlation of Valve Sizing Methods. Sonderdruck Fischer Governor Company, Marshalltown, Iowa.
39. Kleinschmidt, P.: Strömungsuntersuchungen an Absperrarmaturen. Technische Information Armaturen 3 (1968) Nr. 2/3, S. 20–29.
40. TGL 34 658/01 Meß–, Steuerungs – und Regelungstechnik; Stelleinrichtungen mit bewegten Drosselkorpern für strömende Stoffe; Allgemeine Grundlagen (Entwurf Februar 1978).
41. MAN 601. 42 Stellglieder mit bewegten Drosselkörpern für stromende Stoffe; Allgemeine Grundlagen. Werkstandard des VEB MAW "Karl Marx" Magdeburg (Entwurf Februar/Oktober 1978).
42. TGL 12 951 Kälteanlagen; Sicherheitstechnische Vorschriften für Herstellung, Prüfung und Aufstellung (August 1965).
43. Nestler, W.: Spezifisches Funktionsverhalten und Einsatzgrenzen vorgesteuerter Magnetventile mit Kolbenkegel. Technische Information Armaturen 10 (1975) Nr. 1/2, S. 7–12.
44. Nestler, W.: Beitrag zur optimalen Auslegung von Magnetventilen mit Kolbenkegel. Dissertation TH für Chemie Merseburg 1973.
45. Kleinschmidt, P.: Baukasten Kältemittelventile. Technische Information Armaturen 11 (1976) Nr. 4, S. 137–142.
46. Kleinschmidt, P.: Armaturen für die Kältetechnik. Technische Information Armaturen 4 (1969) Nr. 4/5, S. 18–22.
47. Kleinschmidt, P.: Der Einfluß der Entwicklung der Kältetechnik auf die Kältearmaturen. Technische Information Armaturen 6 (1978) Nr. 1. S. 21–31.
48. Van Male, J.: Absperrventile in Kälteanlagen. Der Kälte – Klima – Praktiker (1970) Nr. 3, S. 70–72.
49. Möller, H.: Magnetventile für kältetechnische Anlagen. Die Kälte (1974) Nr. 10, S. 378–380.
50. Danfoss – Firmenkatalog: Großkälte – Automatik 1976.
51. Danfoss: Elektromagnetische Absperrventile; Wartungsvorschrift. Regelungstechnische Praxis 7 (1965) Nr. 3, S. 125/126.
52. Plank, R.: Handbuch der Kältetechnik. Bd. 6 A. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer – Verlag 1969.
53. Bäckström, E. H. M.; Emblik, E.: Kältetechnik. 3. Aufl. Karlsruhe: G. Braun 1965.
54. Volk, W.: Absperrorgane in Rohrleitungen. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer – Verlag 1959.

55. Nestler, W.: Magnetventile, Technische Information Armaturen 3 (1968) Nr. 2/3, S. 57–61.
56. Eichert, G.: Aufbau und Lebensdauer magnetisch betätigter Ventile und Schieber der Hydraulik und Pneumatik. Industrieanzeiger Essen Nr. 31, 16. April 1963.
57. Taschenbuch Kälteanlagen. 3. Aufl. Herausgeg. von H. Mörsel. Berlin: VEB Verlag Technik 1970.
58. Möller, J.; Möller, R.: Stelleinrichtungen für Stoffströme. Berlin: VEB Verlag Technik 1967.
59. Richter, H.: Rohrhydraulik. 5. Aufl. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer – Verlag 1971.
60. Firmenprospekte des VEB MAW "Karl Marx" Magdeburg und des VEB Meßgeratewerk Beierfeld.
61. Müller, R.; Börner, H.-G.: Erfahrungen bei der Einführung der optimalen Stellventilkennlinie. Technische Information Armaturen 13 (1978) Nr. 1, S. 8–11.
62. Lehrbuch der Kältetechnik Bd. 1, 2. Aufl. Herausgeber: Fachgemeinschaft Kältemaschinen im VDMA und der Verband Deutscher Kältefachleute e. V. Karlsruhe: Verlag C. F. Müller 1968.
63. Brehm, H. H.: Kältetechnik. Zürich: Schweizer Druck– und Verlagshaus 1954.
64. Huelle, Z. R.: Berechnung von Drosselventilen im Kältemittelkreislauf. Kältetechnik – Klimatisierung 23 (1971) Nr. 1, S. 4–8.
65. TGL 30 330/02 Druckgefäße, Sicherheitstechnische Forderungen für Projektierung und Konstruktion (November 1980).
66. ASAO 840/1: Druckgefäße, vom 29.5.1962 (GBI. SDr. Nr 350).
67. DSRK: Vorschrift für die Klassifikation und den Bau von Seeschiffen; Teil XII Kühlanlagen, Ausgabe 1978.
68. RS 887–74: Standardisierungsempfehlung des RGW; Kälteausrüstungen, Maschinen und Anlagen, Sicherheitsvorschriften (Entwurf 1977).
69. ISO–Empfehlung R 1662: Kälteanlagen, Sicherheitsforderungen. 1. Ausgabe Januar 1971.
70. Römmer, H. J.: Auswahl und Einsatz von Sicherheitsventilen. Technische Information Armaturen 12 (1977) Nr. 2, S. 45–50.
71. Roceck, J.: Theoretische Grundlagen für Berechnung und Gestaltung der Sicherheitsventile. Mitteilungen der VGB (1960) Nr. 67, S. 221–230.
72. Seewald, F.: Strömungsfragen des Armaturenbaues. Armaturen, ihre Herstellung, Verwendung und Prüfung (Tagungsberichte). Essen: Vulkan – Verlag 1957, S. 35–40.
73. Eisenmann, H.: Vollhubsicherheitsventile mit Federbelastung. Technische Information Armaturen 10 (1975) Nr. 1/2, S. 33–39.
74. Lenz, E.: Die Berechnung von Sicherheitsventilen für Druckbehälter. Zeitschrift der TÜV München 5 (1953) Nr. 12, S. 295–300.
75. Thuesen, S. E.: Regelung des Verdampfungsdruckes durch Verwendung automatischer Regelapparate auf der Saugseite der Kälteanlage. Der Kälte – Klima – Praktiker (1965) Nr. 2, S. 22–25.
76. Nielsen, T.; Sorensen, Cl.: Untraditionelle Automatisierung von Rückführungskälteanlagen. Das Danfoss Journal 3 (1971) S. 3–6.
77. CVM – die neue komplette Pilotventilserie von Danfoss. Das Danfoss Journal 3 (1971) S. 13.
78. Danfoss – Teilekatalog Nr. KK 30.A1.03. Modulferende Regler für die Nieder– und Hochdruckseite, 1974.
79. Siebrecht, K.: Elektrische, pneumatische und hydraulische Stellmotoren fur Armaturen. Industrieanzeiger 89 (1967) Nr. 49, S. 1012–1014.
80. ILKA–Berechnungskatalog Bd. III K 4.8., Dez. 1975. Hrsg. vom Institut f. Luft– und Kältetechnik, Dresden.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие к русскому изданию 5
Указатель символов 10
1. Введение 13
2. Требования к арматуре для холодильной техники 16
3. Основные характеристики трубопроводов и арматуры и условные обозначения 18
3.1. Основные характеристики 18
3.1.1. Условный проход 18
3.1.2. Условное, рабочее и пробное давление 19
3.2. Условные обозначения 20
3.3. Конструкционные материалы 20
3.3.1. Материалы для низких температур 23
3.3.1.1. Нелегированные стали 23
3.3.1.2. Легированные улучшенные и аустенитные стали 23
3.3.1.3. Чугун 24
3.3.1.4. Цветные металлы 24
3.3.2. Стойкость по отношению к хладагентам 24
3.3.2.1. Стойкость к аммиаку 24
3.3.2.2. Стойкость к хладонам 24
3.4. Уплотнительные материалы 25
3.4.1. Эластомеры 26
3.4.1.1. Характер набухания 26
3.4.1.2. Экстрагирование и химическая стойкость 26
3.4.1.3. Физические свойства и стойкость к воздействию температуры 26
3.4.2. Пластмассы 27
3.4.3. Паронитовые материалы 27
3.4.4. Металлические материалы 27
3.5. Формы уплотнения шпинделя 28
3.5.1. Сальниковое уплотнение 28
3.5.2. Кольцевое уплотнение 29
3.5.3. Бессальниковое уплотнение шпинделя 29
3.6. Присоединения к трубопроводам 30
3.6.1. Разъемные соединения 30
3.6.2. Неразъемные соединения 31
3.7. Основные положения гидродинамики 32
3.7.1. Свойства вещества и основы расчета 32
3.7.2. Специфические параметры арматуры 34
3.7.3. Область применения параметров 38
3.8. Расчет пропускной способности арматуры 39
4. Основное назначение и классификация арматуры 41
5. Запорная и регулирующая арматура 43
5.1. Ручные запорные вентили 44
5.1.1. Устройство и принцип действия 45
5.1.2. Ручные запорные вентили в холодильных установках 46
5.2. Электромагнитные клапаны 53
5.2.1. Устройство 54
5.2.2. Принцип действия 56
5.2.2.1. Клапаны прямого действия 57
5.2.2.2. Клапаны непрямого действия 57

5.2.2.3. Клапаны комбинированного действия 61
5.2.2.4. Клапаны непрямого действия с внешним управлением . . 62
5.2.3. Электромагнитные клапаны в холодильных установках . . 65
5.2.3.1. Функциональные свойства, применение, границы использования 65
5.2.3.2. Электромагниты 70
5.2.3.3. Функциональные неисправности 71
5.3. Переключающие вентили 72
5.3.1. Устройство и назначение 73
5.3.2. Переключающие вентили в холодильных установках 73
5.4. Ручные регулирующие вентили 75
5.4.1. Устройство 75
5.4.2. Принцип действия 76
5.4.3. Пропускные характеристики 78
5.4.4. Взаимодействие с установкой 81
5.4.5. Ручные регулирующие вентили в холодильных установках 83
6. Предохранительные устройства 87
6.1. Предохранительные клапаны 87
6.1.1. Устройство предохранительных клапанов 89
6.1.2. Типы предохранительных клапанов 89
6.1.2.1. Полноподъемные предохранительные клапаны 89
6.1.2.2. Малоподъемные предохранительные клапаны 90
6.1.3. Гидродинамические основы 90
6.1.4. Основные характеристики предохранительных клапанов . 92
6.1.5. Конструкция подводящего и отводного трубопроводов . . 97
6.1.6. Определение геометрических размеров 98
6.1.7. Предохранительные клапаны в холодильных установках . 100
6.1.7.1. Предохранительные клапаны для защиты сосудов и аппаратов 101
6.1.7.2. Предохранительные клапаны для защиты компрессоров . 101
6.2. Предохранительные мембраны 103
7. Обратные клапаны 104
7.1. Устройство 104
7.2. Принцип действия 105
7.3. Обратные клапаны в холодильных установках 106
8. Вспомогательная арматура 108
8.1. Фильтры-осушители 108
8.2. Смотровые стекла 112
Использованная литература 115

ПАУЛЬ КЛЯЙНШМИДТ

АРМАТУРА ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Заведующий редакцией *В. Е. Машковский*
Редактор *Е. И Чистякова*
Художник *В. М. Лукьянов*
Художественный редактор *С. К. Девин*
Технический редактор *И. Г. Гоголевская*
Корректор *Н. Н. Смолина*

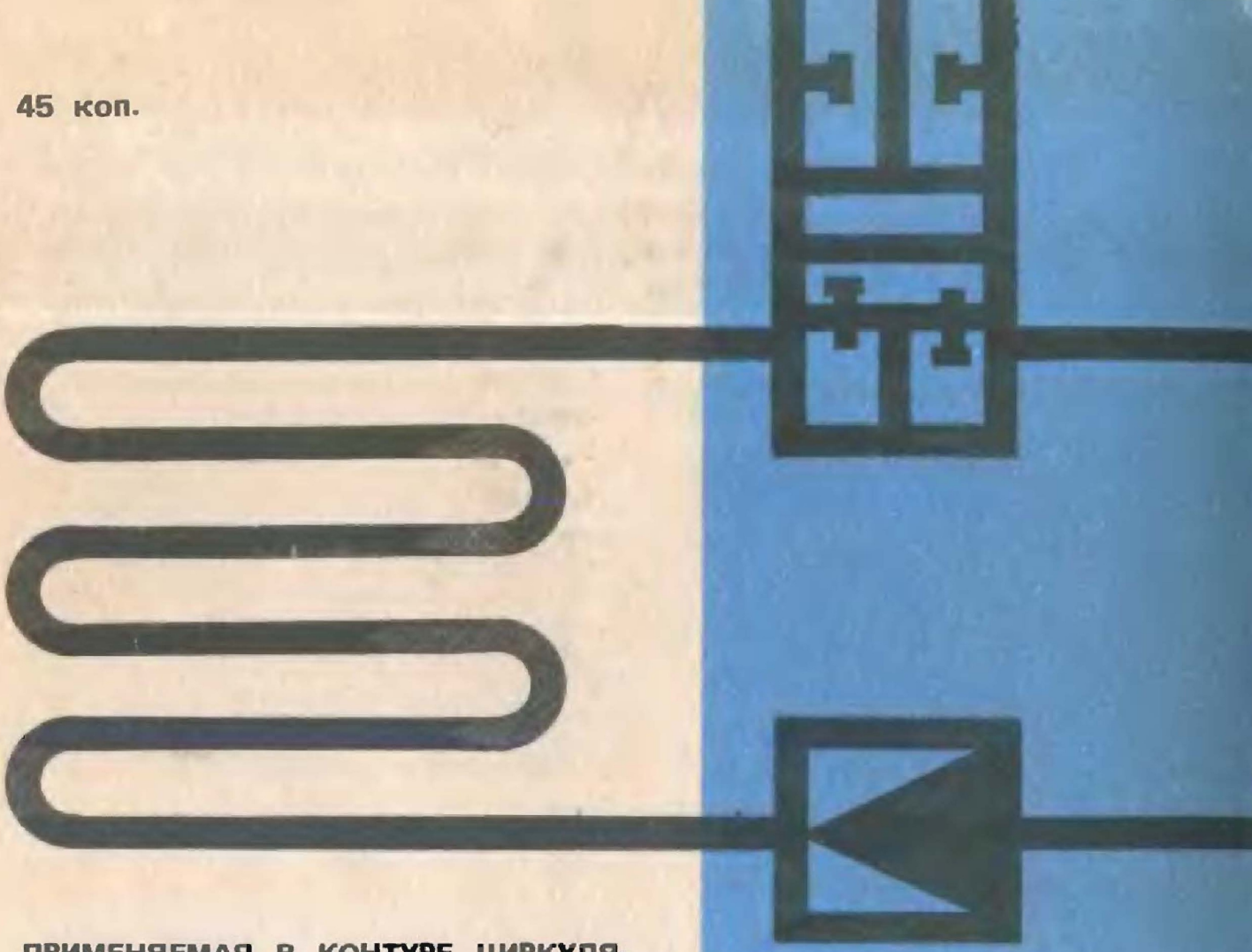
ИБ № 4999

Подписано в печать 02.04.87. Формат 60 × 88/16. Бумага кн.-журн. Печать офсетная. Гарнитура Пресс - Роман. Усл. п. л. 7,35 Усл. кр.-отт. 7,7. Уч.-изд. л. 7,18. Изд. № 145. Тираж 11 000 экз. Заказ 1312 Цена 45 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО "Агропромиздат", 107807, ГСП, Москва, Б-53, ул. Садовая-Спасская, 18.

Московская типография № 8 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 101898, Москва, Хохловский пер., 7.

45 коп.



ПРИМЕНЯЕМАЯ В КОНТУРЕ ЦИРКУЛЯЦИИ ХЛАДАГЕНТА АРМАТУРА ДОЛЖНА УДОВЛЕТВОРЯТЬ ТРЕБОВАНИЯМ, СВЯЗАННЫМ С ДАВЛЕНИЕМ, ОБЪЕМНЫМ РАСХОДОМ, ДИАПАЗОНОМ ТЕМПЕРАТУР И ДРУГИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ. ПОЭТОМУ В КНИГЕ БОЛЬШОЕ ВНИМАНИЕ УДЕЛЕНО ВОПРОСАМ ВЫБОРА МАТЕРИАЛА ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ АРМАТУРЫ, ЕЕ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ, ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ. В СВЯЗИ С ЭТИМ ЗНАЧИТЕЛЬНАЯ ЧАСТЬ РАБОТ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ И ОЦЕНКЕ АРМАТУРЫ НА ПРИГОДНОСТЬ ДЛЯ КОНКРЕТНОЙ УСТАНОВКИ ПРИХОДИТСЯ НА СБОР ДАННЫХ О ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ СИЛАХ, РАБОЧИХ УСЛОВИЯХ И Т. П. ВО ВСЕМ ЭТОМ ПРИЗВАНЫ ПОМОЧЬ СПЕЦИАЛИСТАМ РЕКОМЕНДАЦИИ АВТОРА.

ARMATUREN FÜR DIE KÄLTETECHNIK