Библиотека СОК

холодильная техника

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ, ПРИБОРЫ АВТОМАТИЗАЦИИ И ИСПЫТАНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

холодильная техника

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ, ПРИБОРЫ АВТОМАТИЗАЦИИ И ИСПЫТАНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

СПРАВОЧНИК

МОСКВА
«ЛЕГКАЯ И ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
1984

ББК 31.392
Т 34
УДК 621.565.93/.94—52.00/.4

Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин/Под ред. А. В. Быкова. — М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1984.—248 с.

Настоящий справочник серии «Холодильная техника» содержит материалы, относящиеся к отдельным элементам холодильных машин и установок (основные и вспомогательные аппараты, трубопроводная арматура, приборы автоматики и защиты), а также к средствам (стандартным и специальным) и методам испытаний. Даны основы теории и расчета, описаны конструкции, приведены основные технические характеристики, изложены методики различных видов испытаний.

Справочник предназначен в основном для широкого круга специалистов, работающих в области производства, эксплуатации, конструирования и исследования холодильных машин и установок.

Из данной серии в 1977 г. издан справочник «Эксплуатация холодильников», в 1978 г.— «Малые холодильные установки и холодильный транспорт», «Проектирование холодильных сооружений», в 1979 г. — «Микробиология холодильного хранения, холод в мясной и молочной промышленности», «Холод в рыбной и пищевой промышленности», в 1980 г. — «Теплофизические основы получения искусственного холода», в 1981 г. — «Холодильные компрессоры», в 1982 г. — «Холодильные машины». Готовится к изданию справочник «Различные области применения холода», который завершает данную серию.

Главный редактор серии справочников «Холодильная техника» — д-р техн. наук *А. В. БЫКОВ*

Редакционная коллегия: д-р техн. наук, проф. *А. А. ГОГОЛИН* (зам. главного редактора); канд. техн. наук *И. М. КАЛНИНЬ* (зам. главного редактора); д-р техн. наук, проф. *Н. А. ГОЛОВКИН*; д-р техн. наук, проф. *Г. Н. ДАНИЛОВА*; канд. техн. наук *М. П. КУЗЬМИН*; д-р техн. наук, проф. *Л. З. МЕЛЬЦЕР*; д-р техн. наук, проф. *Л. М. РОЗЕНФЕЛЬД*; д-р техн. наук, проф. *Г. Б. ЧИЖОВ*; д-р техн. наук, проф. *Ф. М. ЧИСТЯКОВ*.

В составлении справочника «Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин» принимали участие: канд. техн. наук *Е. М. АГАРЕВ*; инж. *М. Е. АНУФРИЕВ*; инж. *Л. С. ВОЛЬСКАЯ*; д-р техн. наук, проф. *А. А. ГОГОЛИН*; канд. техн. наук *В. А. ГОГОЛИН*; инж. *Л. А. ГОЛОВАЦКАЯ*; канд. техн. наук *Р. Л. ДАНИЛОВ*; д-р техн. наук, проф. *Г. Н. ДАНИЛОВА*; инж. *Ю. В. ДМИТРИЕВ*; инж. *В. Н. КРОТКОВ*; канд. техн. наук *А. С. КРУЗЕ*; канд. техн. наук *Н. М. МЕДНИКОВА*; инж. *Л. Е. МЕДОВАР*; канд. техн. наук *А. С. НУЖДИН*; канд. техн. наук *И. А. ПАВЛОВА*; д-р техн. наук, проф. *Л. М. РОЗЕНФЕЛЬД*; канд. техн. наук *А. Г. РОТЕНБЕРГ*; канд. техн. наук *В. А. ТИХОМИРОВ*; инж. *В. Л. ТУРЕЦКИЙ*; канд. техн. наук *В. С. УЖАНСКИЙ*; канд. техн. наук *Б. Л. ЦИРЛИН*; канд. техн. наук *Н. Г. ШМУЙЛОВ*.

Рецензенты: канд. техн. наук *В. И. БЕЛЯКОВ*; канд. техн. наук *К. Д. КАН*; канд. техн. наук *Л. Н. ТИХОМИРОВА*; канд. техн. наук *В. М. ШАВРА*; инж *А. И. ШУВАЛОВ*, канд. техн. наук *М. Г. ШУМЕЛИШСКИЙ*; д-р техн. наук *В. Б. ЯКОБСОН*.

Научный редактор справочника «Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин» — канд. техн. наук *И. М. КАЛНИНЬ*.

Т $\frac{2303050000-010}{044\ (01)-84}$ 10—84

© Издательство «Легкая и пищевая промышленность», 1984.

ГЛАВА I
ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Классификация. Различают основные и вспомогательные теплообменные аппараты. К основным аппаратам компрессионных холодильных машин относят конденсаторы и испарители, а также конденсаторы-испарители каскадных холодильных машин, а к вспомогательным — регенеративные теплообменники, промежуточные сосуды, переохладители и др. (см. главу II).

В конденсаторе перегретые пары холодильного агента, поступающие из компрессора, охлаждаются до температуры насыщения и конденсируются; в некоторых случаях образовавшийся конденсат охлаждается ниже температуры конденсации (переохлаждается). В испарителе жидкий холодильный агент кипит, превращаясь в пар, который отсасывается компрессором. Кипение холодильного агента осуществляется за счет теплоты, отбираемой от среды, охлаждаемой в испарителе. Вспомогательные аппараты служат для повышения эффективности отдельных рабочих процессов и цикла в целом, а также для создания благоприятных условий эксплуатации (см. главу II).

Классификация аппаратов может быть различной в зависимости от принципа, положенного в ее основу.

Конденсаторы можно классифицировать по виду охлаждающей среды, конструктивному выполнению и условиям конденсации холодильного агента. По виду охлаждающей среды различают конденсаторы: водяные; воздушные; с водовоздушным охлаждением; с охлаждением кипящим холодильным агентом (конденсаторы-испарители) или технологическим продуктом. В последнем случае конденсатор выполняет также функцию технологического аппарата.

Испарители можно классифицировать по назначению, конструктивному выполнению и условиям кипения холодильного агента. По назначению эти аппараты можно разделить на следующие группы: испарители для охлаждения жидких хладоносителей, т. е. жидких сред, используемых далее в качестве источников холода, и жидких технологических продуктов; испарители для охлаждения воздуха (к ним относятся батареи и воздухоохладители, охлаждаемые холодильным агентом); испарители для охлаждения твердых тел (грунт, бетонная кладка и др.); испарители-конденсаторы.

Классификация аппаратов по конструктивным признакам и условиям кипения холодильного агента рассмотрена при описании теплообменных аппаратов отдельных видов.

Расчетные, пробные и испытательные давления. Теплообменные аппараты холодильных машин относятся к сосудам, на которые распространяется действие Правил устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением (Госгортехнадзор СССР). Это связано с тем, что давления насыщенных паров холодильных агентов в теплообменных аппаратах при отключенных компрессорах могут превышать 270 кПа (2,7 кгс/см^2), хотя во время работы холодильной системы давления паров в аппаратах могут опускаться и ниже атмосферного давления.

Расчетное давление — максимальное избыточное давление, которое может возникать в элементах холодильных машин и установок как во время работы, так и во время стоянки, — является основой для назначения пробных и испытательных давлений.

Для холодильного оборудования, работающего на холодильных агентах с критической температурой свыше 50°С, расчетные давления назначаются не ниже давлений насыщения холодильных агентов при температурах (° С), регламентированных ГОСТ 25005—81 «Оборудование холодильное. Общие требования к определению давлений» и приведенных ниже.

Сторона низкого давления для всех холодильных машин и установок	32
Сторона высокого давления для холодильных машин и установок с конденсаторами водяного охлаждения	43
Сторона высокого давления для холодильных машин и установок с воздушными конденсаторами	50

Для холодильного оборудования, работающего на холодильных агентах с критической температурой 50°С и ниже, устанавливается одно расчетное давление (независимо от стороны давления), соответствующее давлению насыщения аммиака при температуре 50°С. В этом случае обязательно соблюдение условия ограничения роста давления при отключенном состоянии холодильной системы (например, применение систем с ограниченным

Таблица I-1 *Расчетные и пробные давления для теплообменных аппаратов (извлечение из ОСТ 26. 03-639-82)*

Холодильный агент	Сторона давления	Способ охлаждения конденсатора	Расчетное давление, МПа (кгс/см²)	Пробное давление, МПа (кгс/см²)
R 12;	Высокого	Воздухом	1,6 (16)	2,1 (21)
R 12B1	»	Водой	1,6 (16)	2,1 (21)
	Низкого	—	1,0 (10)	1,3 (13)
R 22; R 502;	Высокого	Воздухом	2,0 (20)	2,7 (27)
R 717	»	Водой	1,8 (18)	2,4 (24)
	Низкого	—	1,6 (16)	2,1 (21)
R 13; R 170	—	—	2,0 (20)	2,7 (27)

наполнением холодильным агентом, включение в системы газовых емкостей).

В холодильных системах, работающих по двух- и многоступенчатым схемам сжатия, холодильные аппараты, установленные на промежуточных ступенях сжатия, относятся к стороне низкого давления.

Пробные давления для контроля прочности полостей холодильных агентов в сварных, кованых или штампованных деталях и сборочных единицах холодильных аппаратов должны назначаться не ниже 1,3 расчетного давления.

Испытательное давление для контроля плотности (герметичности) сварных и разъемных соединений холодильного оборудования избыточным давлением газовых сред должно быть равно расчетному давлению.

В табл. I—1 приведены расчетные и пробные давления для аппаратов холодильных систем общего назначения, работающих с наиболее распространенными и перспективными холодильными агентами в зонах с умеренным климатом, значения которых регламентированы отраслевым стандартом ОСТ 26.03-639—82 „Оборудование холодильное. Давления расчетные, пробные и испытательные", действующим в системе Минхиммаша.

Конструкционные материалы. Основным конструкционным материалом, используемым при изготовлении холодильной теплообменной и емкостной аппаратуры, является углеродистая сталь, практически устойчивая против коррозии при контакте со всеми применяемыми в настоящее время холодильными агентами. Из-за появления хладноломкости углеродистые стали можно использовать при рабочих температурах аппаратов не ниже —50°С. При более низких температурах применяют низколегированные и высоколегированные (аустенитные) стали.

Прокат из меди и алюминия (и некоторых сплавов на их основе) устойчив против коррозии при контакте только с фреонами. Хладноломкость для этих металлов нехарактерна. Наиболее распространенные виды конструкционных материалов приведены в табл. I—2.

Выбор оптимального режима работы. Оптимальный режим работы теплообменных аппаратов выбирают на основании анализа работы установки в целом или отдельного аппарата. Этот анализ может быть технико-экономическим (по минимуму приведенных годовых затрат) или энергетическим (по минимуму потребляемой энергии). В отдельных случаях в качестве критерия оптимизации могут быть использованы масса аппарата или его объем по габаритным размерам. Если задана тепловая производительность аппарата, то при проведении оптимизационных расчетов аппарата допускается рассматривать ту часть приведенных годовых затрат, которая зависит от режима работы аппарата и является переменной. Такие эксплуатационные расходы, как заработная плата обслуживающего персонала, расходы на отопление и освещение здания, а также на его амортизацию и ремонт, накладные расходы и некоторые другие, в расчет не принимают, так как они от режима работы аппарата не зависят.

При постоянной тепловой производительности аппарата и изменении q_F и площади поверхности аппарата несколько изменяется и температура t_0 в испарителе или $t_к$ в конденсаторе. В этом случае для поддержания $Q =$ $=$ const необходимы изменения в размерах и стоимости компрессора, которыми в порядке первого приближения допустимо пренебречь.

Таблица I-2 *Конструкционные материалы для изготовления теплообменных аппаратов*

Материал	Прокат	Назначение
Углеродистые стали		
0,8 кп, ГОСТ 1050—74	Лента толщиной менее 2 мм	Плоские ребра
Вст 3 сп 4(5), ГОСТ 380—71	Сталь толстолистовая, сортовой и фасонный прокат	Корпуса, днища, трубные решетки, фланцы
Вст 3 сп 4(5), ГОСТ 380—71	То же	То же
Сталь 10 и Сталь 20, ГОСТ 1050—74	Трубы	Трубные пучки, патрубки
Низколегированная сталь 16 ГС, ГОСТ 5520—79	Сталь толстолистовая	Корпуса, днища, фланцы
Аустенитная сталь 12Х18Н10Т, ГОСТ 5632—72	То же	Корпуса, днища, трубные решетки, фланцы низкотемпературных аппаратов
Медь М3, ГОСТ 617—72	Трубы	Трубные пучки
Алюминий АД 1, ГОСТ 17232—79	Лента толщиной менее 2 мм	Плоские и спиральные ребра

поскольку они мало сказываются на оптимальной величине q_F.

Общее уравнение для приведенных годовых затрат можно записать в следующем виде:

$$П = KE_н + C. \qquad (I—1)$$

Здесь

$$C = A_{ам} + P_{т.р} + \Sigma Э + W; \qquad (I—2)$$

где $П$ — приведенные годовые затраты; K — капитальные затраты; $E_н$ — нормативный коэффициент эффективности; C — эксплуатационные расходы; $A_{ам}$ — амортизационные расходы; $P_{т.р}$ — расходы на текущий ремонт; $\Sigma Э$ — расходы на электроэнергию для привода насоса (вентилятора) и холодильного компрессора; W — расходы на охлаждающую воду в конденсаторах водяного охлаждения.

Капитальные затраты K складываются из стоимости оборудования K', стоимости первоначально заправленного холодильного агента $K_{х.а}$, стоимости монтажных и транспортных работ. По укрупненным показателям стоимость монтажа принимают равной примерно 12% стоимости оборудования, стоимость транспортных перевозок — около 4%.

Нормативный коэффициент эффективности $E_н = 0{,}15$.

Расходы на амортизацию $A_{ам}$ и текущий ремонт $P_{т.р}$ оборудования вычисляют в зависимости от стоимости оборудования

$$A_{ам} = a_{ам} K' = a_{ам}\left(K'_{ап} + K'_{из} + K'_{н} + K'_{к}\right); \qquad (I—3)$$

$$P_{т.р} = a_{т.р} K' = a_{т.р}\left(K'_{ап} + K'_{из} + K'_{н} + K'_{к}\right), \qquad (I—4)$$

где $a_{ам}$ и $a_{т.р}$ — нормативные коэффициенты отчислений, соответственно амортизационных и на текущий ремонт (значения $a_{ам}$ приведены в табл. I—3; значение $a_{т.р}$ ориентировочно может быть принято равным 3% стоимости оборудования); $K'_{ап}$ — стоимость аппарата с учетом расходов на монтаж и средних транспортных расходов; $K'_{из}$, $K'_{н}$, $K'_{к}$ — стоимость соответственно теплоизоляции аппарата, насоса (вентилятора) и компрессора.

Расчет отдельных составляющих, входящих в выражения (I—3) и (I—4), приведен в [39].

Таблица I-3 *Нормы амортизационных отчислений в год по холодильному оборудованию* $a_{ам}$

Группа оборудования	Срок амортизации, лет	Общая норма годовых амортизационных отчислений, %
Теплообменная аппаратура химических производств	14	11
Теплообменное оборудование для газовой промышленности	15	9,2
Холодильно-компрессорное оборудование для мясной и молочной промышленности	13	12,8
Холодильное оборудование для рыбной промышленности	15—16	10,1
Охладители (для зерносушилок)	8	12,5
Холодильное оборудование для торговли и общественного питания	12	12

Стоимость электроэнергии на привод электродвигателей компрессоров, насосов и вентиляторов $\Sigma Э = Э_к + Э_н + Э_в$ определяется по одно- или двухставочному тарифу.

Если промышленные или приравненные к ним потребители имеют присоединенную мощность меньше 750 кВ · А, то величину $\Sigma Э$ определяют по одноставочному тарифу за потребляемую электроэнергию: $\Sigma Э = \Sigma Э_{пот} \times \varepsilon_e$.

Расчет проводится с учетом числа часов τ_i работы, потребляемой мощности N_i каждого элемента оборудования и стоимости $Ц_э$ 1 кВт · ч:

$$\Sigma Э_{пот} = \Sigma (N_i \tau_i Ц_э).$$

Если потребитель имеет присоединенную мощность 750кВ · А и выше, то затраты на оплату установленной трансформаторной мощности и затраты на оплату потребляемой электроэнергии учитывают по двухставочному тарифу:

$$\Sigma Э = \Sigma N_{max} Ц_у + \Sigma (N_i \tau_i Ц_э).$$

Плата за 1 кВт · ч потребляемой электроэнергии при одно- и двухставочном тарифе, а также за 1 кВт максимальной нагрузки за год (при двухставочном тарифе) зависит от территориального размещения энергосистем и вида потребителя.

При одноставочном тарифе величина $Ц_э$ лежит в пределах от 0,011 до 0,03 руб/кВт · ч, при двухставочном — 0,009÷0,015 руб/кВт × × ч и $Ц_у$ = 36÷ 45 руб/кВт. При проведении оптимизационных расчетов значения $Ц_э$ и $Ц_у$ следует принимать по прейскуранту № 09—01 ч. 1 «Тарифы на электрическую энергию» применительно к конкретным условиям работы холодильной установки.

Расходы на охлаждающую воду

$$W = V_w Ц_w \tau,$$

где V_w — объемный расход охлаждающей воды (в м³/ч) при работе конденсатора на проточной воде или потери воды в установках, работающих с устройствами для ее обратного охлаждения; $Ц_w$ — стоимость 1 м³ воды (зависит от местных условий и различна для разных отраслей народного хозяйства); τ — число часов работы оборудования, потребляющего воду.

Более точный технико-экономический расчет может быть выполнен применительно к конкретному оборудованию. При этом значения отдельных составляющих стоимости необходимо выбирать в соответствии с существующими нормативами.

Оптимальный режим работы аппарата определяется сочетанием всех параметров, характеризующих условия его работы: плотности теплового потока q_F (или температурного напора Θ), скорости холодильного агента или хладоносителя (теплоносителя).

Определение оптимального режима по значениям $П_{min}$ возможно методом прямого перебора вариантов [11]. В этом случае для нахождения $П_{min}$ используется либо семейство кривых $П = f(q_F)$ для нескольких значений w_s = idem, либо семейство кривых $П = f(w_s)$ для значений q_F = idem. Минимальное значение $П$ для всего сочетания рассмотренных вариантов определяет значения w_s и q_F, соответствующие оптимальному режиму работы аппарата. При большем числе независимых режимных параметров (скорость холодильного агента в испарителях с внутритрубным кипением, плотность орошения в испарительных конденсаторах и др.) их нужно включать в число рассматриваемых сочетаний.

Поскольку зависимость $П = f(q_F, w)$ имеет пологий характер вблизи точки оптимума, то это дает возможность разработчику задавать режимные параметры с некоторым отступлением от их оптимальных значений так, чтобы превышение $П$ относительно $П_{min}$ находилось в заданных пределах (область рациональных режимных параметров).

Определение оптимальной плотности теплового потока (или температурного напора между средами). В теплообменном аппарате изменение q_F (или Θ_m) приводит к изменению в соотношении отдельных составляющих годовых приведенных затрат. С уменьшением температурного напора при заданной тепловой нагрузке аппарата увеличиваются площадь его теплопередающей поверхности, масса и стоимость. При заданной температуре охлаждаемой или охлаждающей среды падение температурного напора приводит к уменьшению внешней необратимости (возрастание t_0 и снижение $t_к$), т. е. к сокращению мощности, потребляемой компрессором.

Задача определения оптимального значения плотности теплового потока q_F решается различно для существующего или вновь проектируемого аппарата.

При оптимальном значении q_F или температурного напора переменная часть приведенных затрат, определяемая уравнением (I—2), должна быть минимальной.

Основным в переменной части эксплуатационных расходов является расход на электроэнергию, потребляемую компрессором. Оптимальное значение температурного напора в сильной степени зависит от стоимости электроэнергии и величины τ (число часов работы оборудования в году). Пренебрежение этой зависимостью может привести к неправильному выбору площади поверхности теплообмена и, как следствие, к работе оборудования в неоптимальном режиме.

Задаваясь различными значениями q_F или Θ_m при w_s = idem определяют по уравнению

(I—5) графически или с помощью ЭВМ минимальные значения $П$ и соответствующие им значения q_F или $\Theta_m^{опт}$ при различных w_s [11].

Определение оптимальной скорости. Оптимальную скорость движения среды в теплообменном аппарате определяют также на основании технико-экономического анализа. Подход к определению оптимальной скорости движения среды в аппаратах, вновь проектируемых и находящихся в эксплуатации, различен.

При проектировании нового аппарата обычно заданы тепловая нагрузка аппарата, а также расход и температура охлаждаемой или охлаждающей сред. При заданной тепловой нагрузке аппарата уменьшение скорости движения среды приведет, с одной стороны, к увеличению площади его теплопередающей поверхности (при $\Theta_m = const$), возрастанию массы и стоимости, а также к некоторому увеличению мощности компрессора. С другой стороны, уменьшение скорости приведет к сокращению мощности, потребляемой насосом или вентилятором. При оптимальном значении скорости движения среды переменная часть приведенных затрат [см. уравнение (I—5)] должна быть минимальной.

При определении оптимальной скорости движения среды в находящемся в эксплуатации аппарате с определенной площадью поверхности теплообмена F, работающем в схеме конкретной холодильной установки, минимум затрат будет соответствовать минимуму общего расхода энергии. С увеличением скорости движения охлаждаемой или охлаждающей среды (вода, рассол, воздух) расход электроэнергии на ее перемещение повышается, однако при этом увеличивается коэффициент теплопередачи, и потому снижаются температурный напор и удельный расход энергии на привод компрессора. С уменьшением скорости снижается интенсивность теплообмена в аппарате заданной поверхности, вследствие чего увеличиваются температурный напор и, следовательно, расход электроэнергии на привод компрессора. Таким образом, задача определения оптимальной скорости охлаждаемой или охлаждающей среды сводится к определению минимальных приведенных затрат на электроэнергию, т. е. минимума функции

$$П = Э_к + Э_н. \qquad (I—5)$$

Она может быть решена аналитически или графически.

Оптимальную скорость движения холодильного агента в трубах (например, кожухозмеевикового испарителя или воздухоохладителя) и каналах определяют по аналогичной методике.

Сопоставление аппаратов различных типоразмеров целесообразно проводить по величине удельных приведенных затрат, отнесенных к годовому количеству вырабатываемого холода [11]

$$П_{уд} = П/Q. \qquad (I—6)$$

КОНДЕНСАТОРЫ

Конденсаторы с водяным охлаждением

Конденсаторы с водяным охлаждением применяют в основном в холодильных установках средней ($Q_0 = 30 \div 100$ кВт) и большой ($Q_0 \geqslant 100$ кВт) производительности. Конструктивно конденсаторы могут быть выполнены как кожухотрубные горизонтальные или вертикальные, кожухозмеевиковые, элементные, двухтрубные, пакетно-панельные, пластинчатые. Кожухотрубные конденсаторы характеризуются высокой интенсивностью теплопередачи. Использование их в системе оборотного водоснабжения с градирней позволяет работать с минимальным расходом свежей воды.

Кожухотрубные горизонтальные конденсаторы. Кожухотрубный горизонтальный аммиачный конденсатор (рис. I—1) представляет собой цилиндрический кожух с плоскими трубными решетками, в отверстиях которых развальцованы или вварены трубы. Охлаждающая вода протекает по трубам, холодильный агент конденсируется на их наружной поверхности. Для того чтобы избежать прогиба труб при большом отношении длины труб к их диаметру, в кожухе аппарата предусматривают поддерживающие перегородки. Нижняя часть кожуха не заполнена трубами; ее используют как ресивер для жидкого холодильного агента.

Для равномерного распределения пара по длине аппарата иногда исключают несколько труб в верхней его части. В этих же целях в крупные конденсаторы пар подают через коллектор с несколькими вводами по длине и делают свободные проходы для равномерного распределения пара по глубине аппарата. Последнее способствует также более равномерному распределению скорости пара и выравниванию коэффициентов теплоотдачи холодильного агента по высоте аппарата.

Патрубки для подвода и отвода воды расположены, как правило, с одной стороны аппарата, при этом обеспечивается четное число ходов по воде. Вода обычно подводится к нижнему патрубку и отводится от верхнего. На конденсаторе устанавливаются предохранительный клапан, указатель уровня холодильного агента (стекло Клингера), вентиль для спуска воздуха из межтрубного пространства и др. (см. рис. I—1).

Конструкции кожухотрубных конденсаторов для аммиака и фреонов различаются в ос-

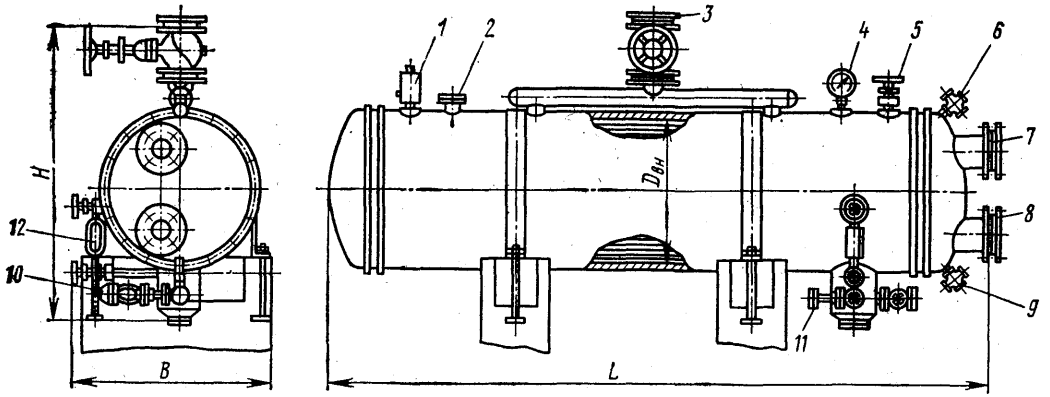


Рис. I—1. Горизонтальный аммиачный кожухотрубный конденсатор:

1 — клапан предохранительный; *2* — патрубок к уравнительной линии; *3* — патрубок для входа аммиака; *4* — манометр; *5* — вентиль для спуска воздуха из межтрубного пространства; *6* — вентиль для спуска воздуха из трубного пространства; *7* — патрубок для выхода воды; *8* — патрубок для входа воды; *9* — вентиль для слива воды; *10* — патрубок для выхода аммиака; *11* — патрубок для слива масла; *12* — стекло Клингера

новном материалом и характером поверхности теплообмена.

Технические характеристики аммиачных кожухотрубных горизонтальных конденсаторов для установок средней и большой производительности, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в табл. I—4 и I—5.

В аммиачных кожухотрубных конденсаторах использованы трубы бесшовные гладкие стальные (сталь 10) диаметром 25 × 2,5 мм и с шагом между трубами $s = 32$ мм (площадь поверхности теплообмена до 300 м²) и 38 × × 3 мм (площадь поверхности теплообмена > 300 м²). Пучок труб шахматный ромбический с углом ромба 60°.

Таблица I—4 *Кожухотрубные аммиачные горизонтальные конденсаторы*

Марка	Площадь внутренней теплопередающей поверхности F, м²	Габаритные размеры, мм				Число труб $n_{тр}$	Число ходов z	Длина труб $l_{тр}$, мм	Диаметр условного прохода присоединительных штуцеров, мм			Масса, кг
		диаметр кожуха $D_{вн}$	длина L	ширина B	высота H				Вода (вход и выход)	Холодильный агент		
										Вход	Выход	
КТГ-32	36	500	4430	810	910	144	8	4000	65	50	20	1155
КТГ-40	40	500	3520	910	1000	216	8	3000	80	65	20	1448
КТГ-50	53	600	4520	910	1000	216	8	4000	80	65	25	1516
КТГ-63	67	600	5520	910	1000	216	8	5000	100	80	25	2023
КТГ-80	95	600	4640	1110	1230	386	8	4000	125	80	32	2472
КТГ-125	120	800	5640	1110	1230	386	8	5000	125	80	32	3540
КТГ-160	151	1000	4750	1330	1670	614	8	4000	200	100	40	4292
КТГ-200	190	1000	5750	1330	1670	614	8	5000	200	100	40	5645
КТГ-250	269	1000	5845	1520	1940	870	8	5000	250	125	50	6864
КТГ-315	322	1200	6845	1520	1940	870	8	6000	250	125	50	7780
КТГ-500	494	1600	7190	2632	3230	797	2; 4; 8	6010	300	200	2×150	23000
КТГ-630	635	1800	7222	3695	3424	1023	2; 4	6010	350	250	2×150	29000
КТГ-800	850	1800	9305	3695	3430	1023	2; 4; 8	8010	400	250	2×150	37000
КТГ-1250	1225	2200	9890	3500	4175	1472	2; 4; 8	8030	400	300	300	60000

Примечания: 1. Конденсаторы КТГ-32 — КТГ-300 используют для работы в составе аммиачных холодильных установок, конденсаторы КТГ-500 — КТГ-1250 — в составе аммиачных и пропановых.

2. Марка конденсатора расшифровывается следующим образом: К — конденсатор, Т — трубчатый, Г — горизонтальный; цифры после букв — номинальная площадь внутренней поверхности в квадратных метрах.

Таблица 1—5 *Кожухотрубные аммиачные конденсаторы, комплектующие холодильные машины типа ХМ-АУ45*

Конденсатор	Площадь внутренней теплопередающей поверхности, м²	Число труб	Число ходов	Расход циркулирующей воды, м³/ч	Диаметр условного прохода присоединительных штуцеров, мм			Масса аппарата, кг
					Вход и выход воды	Вход паров холодильного агента	Выход жидкого холодильного агента	
КТГ-6Б*	6,65	73	12*	5*	50	32	25	524
КТГО-6Б			8	10				
				7				
				14				
				10				
				20				
КТГ-13Б	14,05	140	12	14	50	40	25	685
КТГО-13Б			8	28				
КТГ-26Б	26,0	173	10	20	65	50	32	1140
КТГО-26Б			6	40				
				18				
				56				

* В числителе — для проточного водоснабжения, в знаменателе — для оборотного; приведены значения расходов, рекомендуемые при использовании конденсаторов в разных агрегатах

Во фреоновых кожухотрубных конденсаторах из-за сравнительно низких коэффициентов теплоотдачи со стороны конденсирующегося холодильного агента применяют, как правило, трубы из цветных металлов; на наружной поверхности которых накатаны ребра. Лишь холодильные машины типа ХМ-АУ45 при работе их на R22 комплектуют конденсаторами, теплопередающая поверхность которых выполнена из гладких бесшовных стальных труб.

При изготовлении фреоновых конденсаторов типа КТР применены медные трубы с исходными размерами до оребрения 20 × 3 мм и коэффициентом оребрения $\beta = F_н/F_{вн} = 3{,}64$. Профиль накатки ребер показан на рис. I—2. Технические характеристики конденсаторов типа КТР, теплообменная поверхность которых выполнена из медных оребренных труб диаметром 20 × 3 мм, приведены в табл. I—6. Эти аппараты входят в состав машин ХМ-ФУ40 и ХМ-ФУУ80.

В последнее время для фреоновых кожухотрубных конденсаторов и испарителей используют медные оребренные трубы из заготовки диаметром 16 × 2 мм с коэффициентом оребрения 3,99 (профиль оребрения показан на рис. I—2,*б*). Такие трубы применены в конденсаторах КФ-130 и КФ-260 (см. табл. I—5), работающих в составе холодильных машин типов ХМ-ФУ200 и ХМ-ФУУ400.

Особенности конструкции кожухотрубных конденсаторов для холодильных машин с

Рис. I—2. Профиль оребрения труб с наружными накатными ребрами:
а — диаметром 20 мм; *б* — диаметром 16 мм

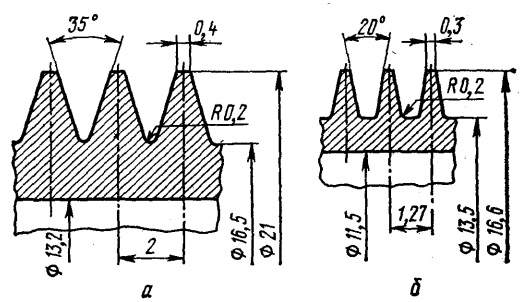


Таблица 1—6 *Кожухотрубные фреоновые конденсаторы*

Марка	Площадь наружной теплопередающей поверхности, м²	Холодильный агент	Диаметр исходной трубы, мм	Коэффициент оребрения $\beta = F_н/F_{вн}$	Число труб $n_{тр}$	Число ходов z	Длина труб l, м	Расход циркулирующей воды, м³/ч	Наибольшее давление воды в аппарате, МПа	Диаметр условного прохода присоединительных штуцеров, мм: Вход и выход воды	Вход паров холодильного агента	Выход жидкости	Масса аппарата, кг
1КТР-25* / 1КТРО-25	24	R12	20×3	3,6	103	8* / 4	1,75	5—20* / 10—40	0,4	50	50	32	550
1КТР-50 / 1КТРО-50	48,3	R12	20×3	3,6	203	6 / 4	2,0	10—40 / 15—60	0,4	65	65	40	9000
КХ110	113	R22	16×2	3,9	284	2	3,0	150—170	0,4	150	125	50	1275

Примечание. Марка аппарата расшифровывается следующим образом: К — конденсатор, Т — трубчатый, Р — ребристый; цифры после букв — номинальная площадь наружной поверхности.

* В числителе — для проточного водоснабжения, в знаменателе — для оборотного.

центробежными компрессорами (рис. I—3) обусловлены большими массовыми расходами холодильного агента. В целях равномерного распределения пара холодильного агента и создания условий работы, одинаковых для всей поверхности, пар подают в конденсатор через коллектор, присоединенный к аппарату в нескольких сечениях по длине, или через распределительную решетку.

Для повышения интенсивности теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара (в результате уменьшения толщины пленки конденсата, стекающего с труб верхних рядов на трубы нижних) в межтрубном пространстве размещены наклонные перегородки, играющие роль конденсатоотводчиков.

Коэффициенты теплопередачи аммиачных конденсаторов (рис. I—4 и I—5) в интервале плотностей теплового потока от 2000 до 6000 Вт/м² практически не зависят от q_F; значения их определяются в основном скоростью воды и степенью загрязнения поверхности. Рекомендуемые для ориентировочных расчетов значения k соответствуют кривой *5* на рис. I—5.

При скорости воды $w = 1{,}5$ м/с и принимаемом обычно значении $\Theta_m = 4 \div 5$°С коэффициент теплопередачи $k = 1150$ Вт/(м² · К) и плотность теплового потока $q_{F_{вн}} = 4600 \div 5700$ Вт/м². Скорость воды в конденсаторах рекомендуется принимать не менее 1 м/с из-за опасности быстрого загрязнения или коррозии труб, но и не более 2,5 — 3,0 м/с в целях предотвращения эрозии, особенно при наличии в воде абразивных частиц — грязи, песка.

Для фреоновых кожухотрубных конденсаторов типа КФ-130 с оребрением, соответствующим изображенному на рис. I—2,*б*, а также кожухозмеевиковых с такой же геометрией оребрения при $\Theta_m = 6 \div 10$°С и скорости воды 1,4 м/с коэффициент теплопередачи $k = 2000 \div 2100$ Вт/(м² · К) и плотность теплового потока $q_{F_{вн}} = 12000 \div 20000$ Вт/м².

Коэффициенты теплопередачи фреоновых конденсаторов с медными оребренными трубами, работающих в составе холодильных машин с центробежными компрессорами, приведены на рис. I—6. Как видно из рис. I—6, коэффициенты теплопередачи таких конденсаторов имеют большие значения и увеличиваются с ростом q_F. Это объясняется особенностями конструкции конденсаторов, создающими условия для повышения скорости пара и сдува пленки конденсата с поверхности труб. При скорости воды $w = 2{,}5$ м/с в этих аппаратах плотность теплового потока $q_{F_{вн}} = 11000 \div 17000$ Вт/м² при $\Theta_m = 4$° С.

Кожухотрубные вертикальные конденсаторы. Вертикальный кожухотрубный аммиачный конденсатор (рис. I—7) представляет собой вертикальный цилиндрический сварной кожух с двумя приваренными трубными решетками, в которых развальцованы стальные трубы. Пар подается в верхнюю часть кожуха, жидкий аммиак отводится снизу. На наружной поверхности труб конденсируется пар.

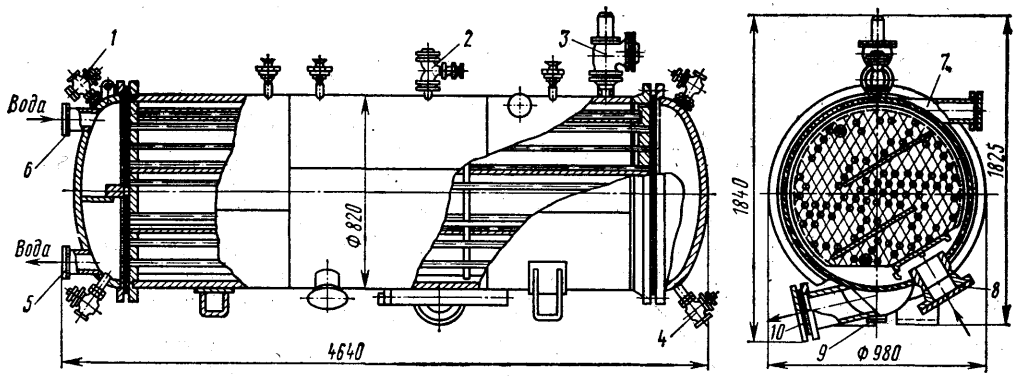


Рис. I—3. Конденсатор фреоновой холодильной машины с центробежным компрессором:

1 — вентиль для спуска воздуха из водяной полости; *2* — вентиль для отсоса фреона при ремонте; *3* — предохранительный клапан; *4* — вентиль для слива воды из водяной полости; *5* — патрубок для выхода воды; *6* — патрубок для входа воды; *7* — патрубок для присоединения к испарителю (при пуске); *8* — патрубок для входа фреона; *9* — патрубок для слива фреона; *10* — патрубок для выхода фреона

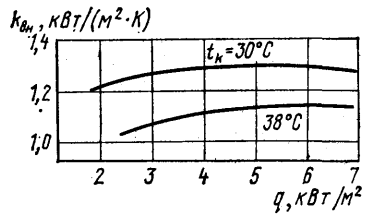


Рис. I—4. Зависимость коэффициента теплопередачи конденсатора КТГ-90 от плотности теплового потока при скорости воды 1,5 м/с

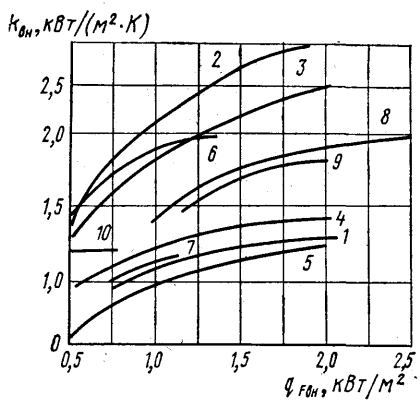


Рис. I—5. Зависимость коэффициентов теплопередачи от скорости воды для конденсаторов различных типов:

1 — КТГ-90; *2* — горизонтальный кожухотрубный с чистой поверхностью; *3* — то же, после 16 ч работы; *4* — то же, после длительной работы; *5* — КТГ (рекомендуемые расчетные значения *k*); *6* — КП-20 при q_F=4,0 кВт/м²; *7* — то же (рекомендуемые расчетные значения *k*); *8* — КТР-50 при q_F=3,75 кВт/м²; *9* — то же, при q_F=6,2 кВт/м²; *10* — пластинчатый конденсатор

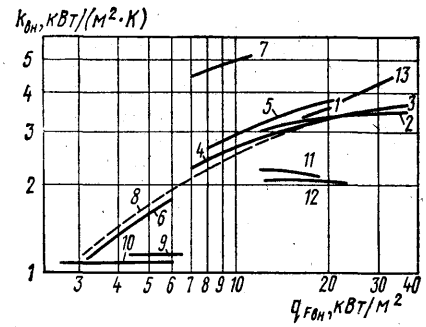


Рис. I—6. Коэффициенты теплопередачи фреоновых кожухотрубных конденсаторов:

1, 2, 3 — КТР-300 холодильной машины с центробежным компрессором ХТМФ-235 ($t_к$=35÷40°С, $w_в$=2,5÷2,9 м/с); *4, 5* — КТР-300 холодильной машины с центробежным компрессором ХТМФ-248 ($t_к$=35°С, $w_в$=2,1 м/с); *6, 7* — КТР-600 холодильной машины с центробежным компрессором ХТМФ-348 ($t_к$=35°С, $w_в$=2,0 м/с); *8* — кривая гарантированных значений при $w_в$=2 м/с ($R_{заг}$=0); *9, 10* — КТР-12 ($w_в$=1,9 м/с); *11* — кожухозмеевиковый конденсатор ($w_в$=1,8 м/с); *12* — КФ-130 ($w_в$=1,4 м/с); *13* — конденсатор холодильной машины с центробежным компрессором (F=230 м², $w_в$=2,7 м/с)

На конденсаторе установлен открытый водораспределительный бак с перегородками. На верху каждой трубы находится распределитель, с помощью которого создается вращательное движение воды при входе ее в трубу. Распределитель может быть сделан из стали, бронзы, пластмассы или фарфора. Вода стекает внутри труб тонкой пленкой под действием силы тяжести, не заполняя всего сечения. Рабочее давление в межтрубном пространстве не более 1800 кПа (18 кгс/см²), в трубном пространстве — атмосферное.

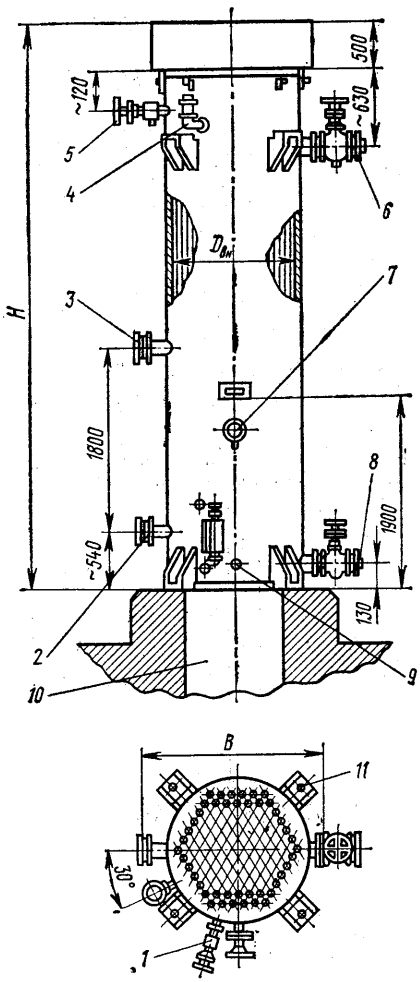


Рис. I-7. Кожухотрубный вертикальный аммиачный конденсатор:

1 — указатель уровня; *2* — патрубок к воздухоотделителю; *3* — патрубок к уравнительной линии; *4* — предохранительный клапан; *5* — вентиль для спуска воздуха; *6* — патрубок для входа аммиака; *7* — манометр; *8* — патрубок для выхода жидкого аммиака; *9* — вентиль для спуска масла; *10* — отвод воды; *11* — лапы крепления

Типоразмеры вертикальных аммиачных кожухотрубных конденсаторов, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в табл. I—7.

Марка аппарата, приведенная в табл. I—7 расшифровывается следующим образом: цифры перед буквами — номинальная площадь наружной поверхности, м²; К — конденсатор; В — вертикальный. Диаметр труб 57 × 3,5 мм. Из-за большого диаметра труб вертикальнотрубные конденсаторы имеют значительные размеры.

Интенсивность теплопередачи в вертикальных кожухотрубных конденсаторах определяется в основном расходом подаваемой на охлаждение воды, условиями смачивания ею внутренней поверхности труб и степенью загрязнения аппарата. Плотность теплового потока в кожухотрубном вертикальном конденсаторе при длительной его эксплуатации составляет 4600—5100 Вт/м² при $\Theta_m \doteq 4 \div 5$°С.

Преимущества конденсаторов этого типа следующие: возможность размещения их вне компрессорного цеха; малая установочная площадь; простота очистки внутренней поверхности труб от водяного камня; возрастание тепловой производительности конденсатора при увеличении расхода циркулирующей воды и в то же время незначительном возрастании потери напора. Недостаток — сложность равномерного распределения воды по трубам.

Таблица 1-7 *Кожухотрубные вертикальные аммиачные конденсаторы*

Марка	Номинальная теплопроизводительность, кВт	Габаритные размеры, мм			Число труб $n_{тр}$	Диаметр штуцера, мм		Масса аппарата, кг
		внутренний диаметр кожуха $D_{вн}$	ширина B	высота H		парового	жидкостного	
50КВ	225	600	904	5000	48	65	32	1716
75КВ	350	700	1005	5000	68	65	32	2258
100КВ	465	800	1106	5000	96	80	40	2996
125КВ	575	900	1208	5000	127	80	40	3865
150КВ	700	1000	1310	5000	151	100	50	4553
250КВ	1150	1200	1514	5000	214	125	50	6868

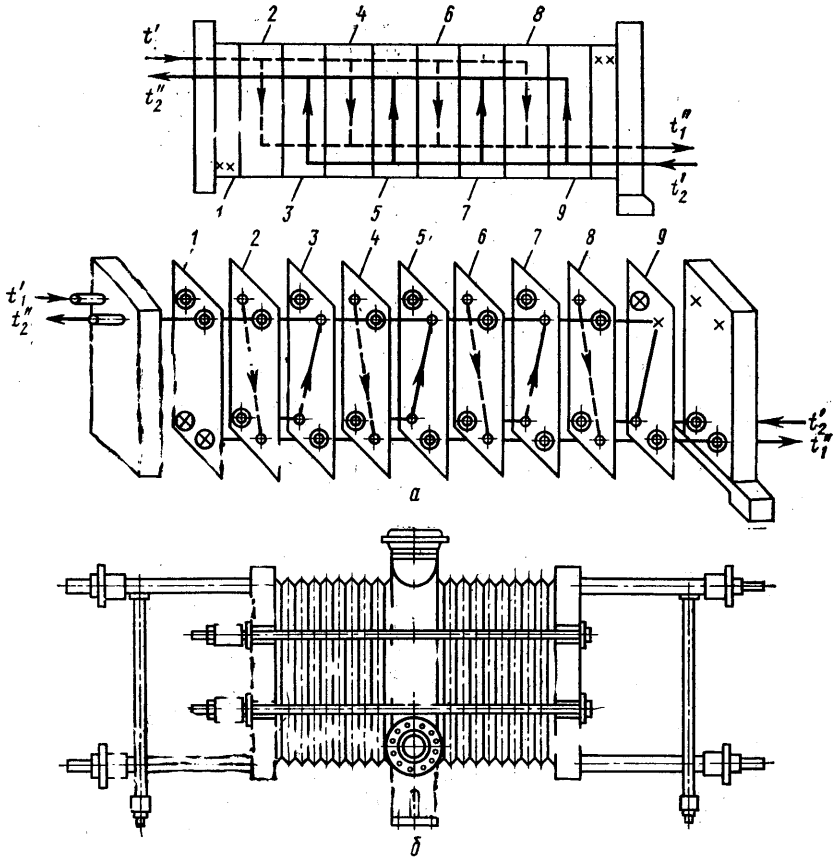


Рис. I—8. Конденсатор пластинчатого типа:
а — схема потоков (*1—9* пластины); *б* — аппарат в собранном виде

Пластинчатые конденсаторы. Пластинчатый аппарат (рис. I—8) состоит из штампованных пластин с гофрами разного профиля. Пластины собирают в пакеты и крепят на раме. При сборке между пластинами образуются узкие щелевые каналы (каналы, по которым проходят охлаждающая вода и холодильный агент, чередуются между собой). Материал пластин — коррозиестойкая сталь, титан и др.

Результаты промышленных испытаний пластинчатого конденсатора приведены в [19]. Максимальные значения коэффициентов теплопередачи составляют 1,7 кВт/(м² · К) при $\Theta = 3{,}5$°С и скорости воды $w = 0{,}6$ м/с. При этом обеспечивается заметное переохлаждение конденсата.

Бо́льшая эффективность теплопередачи пластинчатых конденсаторов по сравнению с кожухотрубными позволяет при одинаковом значении тепловой нагрузки в 3—4 раза повысить компактность и примерно вдвое уменьшить металлоемкость аппарата [19].

Недостатком конструкции пластинчатых конденсаторов является невозможность очистки поверхности теплообмена механическим путем, поэтому такие аппараты рекомендуется применять в схемах с циркуляцией чистой воды либо предусматривать очистку конденсаторов химическим способом.

Тепловой и гидродинамический расчет водяных конденсаторов. Тепловой расчет конденсатора при заданной тепловой нагрузке сводится к определению площади его теплопередающей поверхности из уравнения теплопередачи

$$F = Q_к/(k\Theta_m). \qquad (I—7)$$

Ориентировочно теплоту $Q_к$ можно определить по графикам (рис. I—9), построенным

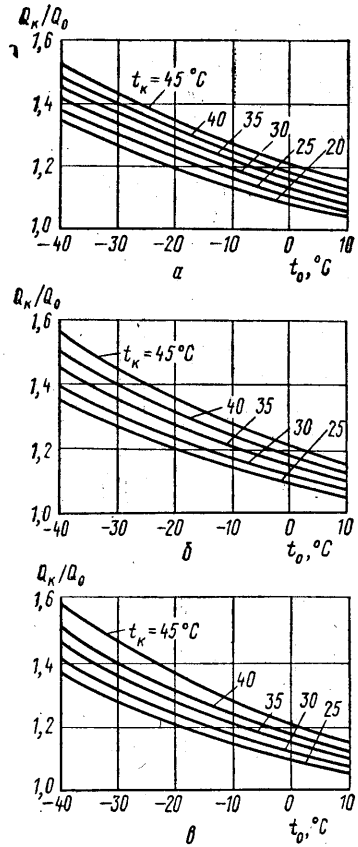


Рис. I—9. Зависимость отношения $Q_к/Q_0$ от температур кипения и конденсации:
а — аммиак; *б* — R12; *в* — R22

для условий адиабатного сжатия сухого пара в компрессоре.

При расчете конденсаторов в качестве тепловой нагрузки $Q_к$ принимают тепловую производительность брутто $Q^{бр}$ (количество теплоты, отбираемой от холодильного агента). При этом пренебрегают рассеиванием части теплоты конденсации, что дает некоторый запас тепловой производительности аппарата:

$$Q_к = Q^{бр} = G_а (i_{1к} - i_{2к}), \qquad (I—8)$$

где $i_{1к}$ и $i_{2к}$ — удельные энтальпии холодильного агента на входе в конденсатор и на выходе из него, Дж/кг; $G_а$ — массовый расход холодильного агента, кг/с.

Средний температурный напор для кожухотрубных конденсаторов

$$\Theta_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \dfrac{t_к - t_{w1}}{t_к - t_{w2}}},$$

где t_{w1} и t_{w2} — температуры воды на входе в конденсатор и на выходе из него; $t_к$ — температура конденсации.

Значение Θ_m определяют на основании технико-экономического анализа. Однако для снижения металлоемкости и габаритных размеров аппаратов значения Θ_m обычно принимают несколько выше оптимального: для кожухотрубных аммиачных конденсаторов $\Theta_m = 4 \div 5$°С, для фреоновых $\Theta_m = 5 \div 6$°С.

Согласно результатам оптимизации кожухотрубных конденсаторов типа КТГ с вентиляторной градирней в аммиачных установках одноступенчатого сжатия с поршневыми компрессорами типа П110 значения $q_{F опт} = 5 \pm 1$ кВт/м². При $q_F = 4$ кВт/м² удельный расход электроэнергии на выработку холода снижается на 0,5%, но металлоемкость конденсаторов возрастает на 25%, при $q_F = 6$ кВт/м² удельный расход электроэнергии возрастает на 1,5%, металлоемкость снижается на 17%. Изменение приведенных удельных затрат при изменении q_F от 4 до 6 кВт/м² лежит в пределах 0,5% [13].

Коэффициент теплопередачи конденсатора, отнесенный к поверхности $F_н$, рассчитывают по уравнению

$$K_н = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_н E_н} + \dfrac{F_н}{F_{заг}}\left(R_{заг} + \dfrac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}\right) + \dfrac{1}{\alpha_{вн}}\dfrac{E_н}{F_{вн}}}, \qquad (I—9)$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи конденсирующегося холодильного агента; $E_н$ — эффективность наружной поверхности (для гладких стальных труб и для медных труб с накатными ребрами малой высоты $E_н = 1{,}0$); $\alpha_{вн}$ — коэффициент теплоотдачи от охлаждающей воды к стенке труб; $\dfrac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}$ и $R_{заг}$ — тепловые сопротивления стенки и загрязнений, отнесенные к поверхности, $F_{заг} = 0{,}5\ (F_{0н} + F_{вн})$. Для трубчатых конденсаторов $F_{0н} = \pi d_н l$; $F_{вн} = \pi d_{вн} l$; $F_н = \beta F_{вн}$. Формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи $\alpha_н$ и $\alpha_{вн}$ и эффективности $E_н$ приведены в [40].

Для того чтобы конденсаторы обеспечивали заданную холодопроизводительность в течение разумного периода эксплуатации, рекомендуется при проектировании вводить в расчет стандартную величину теплового сопротивления загрязнений, которое учитывает все отложения на поверхности трубы.

Рекомендуется для фреоновых конденсаторов (при использовании в холодильной машине масел с неограниченной растворимостью во фреоне) принимать $R_{заг} = (0{,}2 \div 0{,}3)10^{-3}$ м²×К/Вт для труб из коррозиестойких материалов и $(0{,}3 \div 0{,}4)10^{-3}$ для стальных труб. В аммиачных конденсаторах с учетом слоя масла

Таблица 1-8 *Тепловые сопротивления загрязнений*

Загрязнение	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Толщина слоя, мм	Тепловое сопротивление слоя $R_{заг}\cdot10^3$, м²·К/Вт
Водяной камень	0,15/1,75*	0,1	0,66/0,057*
		0,2	1,30/0,114
		0,5	3,30/0,286
Ржавчина	1,0	0,1	0,1
		0,2	0,2
		0,5	0,5
Смазочное масло	0,14	0,05	0,36
		0,1	0,715
		0,2	1,43

* В числителе — при плотности водяного камня 1000 кг/м³, в знаменателе — при 2500 кг/м³.

на внутренней поверхности $R_{заг} = (0{,}6 \div 0{,}8)10^{-3}$ м² · К/Вт.

При работе в условиях особо сильного загрязнения и плохой эксплуатации значения $R_{заг}$ могут быть значительно более высокими (табл. I—8).

Гидродинамический расчет конденсаторов сводится к определению потери давления на стороне охлаждающей среды и холодильного агента.

Гидравлическое сопротивление (Па) кожухотрубных, кожухозмеевиковых и элементных конденсаторов со стороны холодильного агента определяется только статическим напором (высота столба холодильного агента в аппарате), поскольку скорости холодильного агента незначительны:

$$\Delta p_{ст} = \rho g H.$$

Гидравлическое сопротивление кожухотрубного конденсатора со стороны воды, проходящей внутри труб, состоит из потерь на трение и местных потерь. Местные потери складываются из потерь на входе (из крышек в трубы) $\Delta p_{вх}$, потерь на удар при выходе из труб $\Delta p_{вых}$, потерь на поворот потока на 180° в крышках $\Delta p_к$ и потерь на входе воды в штуцера из крышек и в крышки из штуцеров $\Delta p_{шт}$.

Общее уравнение для гидравлического сопротивления (Па) кожухотрубного аппарата со стороны воды приведено в [39, 40]. После упрощений оно приобретает вид

$$\Delta p_{ап} = [(\xi l/d_{вн}) + 1{,}75]\, 0{,}5\, \rho w^2 z, \quad (I—10)$$

где z — число ходов воды в аппарате; l — длина кожуха.

Зависимость гидравлического сопротивления современных кожухотрубных конденсаторов от скорости воды приведена на рис. I—10.

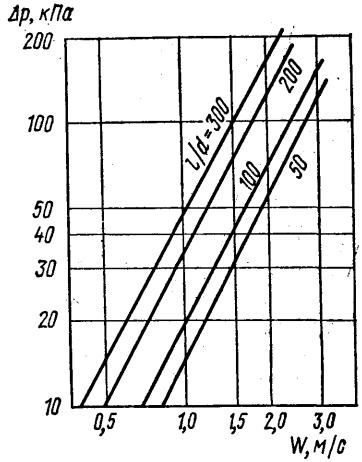


Рис. I—10. Зависимость гидравлического сопротивления кожухотрубных конденсаторов (диаметр труб $d_{вн} = 20$ мм, при числе ходов $z = 8$) от скорости воды

Мощность насоса, требуемая для перемещения воды,

$$N = N_{ап} + N_с = V(\Delta p_{ап} + \Delta p_с)/\eta_н, \quad (I—11)$$

где $N_{ап}$ и $N_с$ — мощность, расходуемая на перемещение воды соответственно через кожухотрубный конденсатор и во внешней сети, Вт; $\Delta p_{ап}$ и $\Delta p_с$ — соответственно гидравлическое сопротивление аппарата и внешней сети, Па; V — объемный расход воды, м³/с; $\eta_н$ — КПД насоса.

Конденсаторы с воздушным охлаждением

Конденсаторы с воздушным охлаждением могут быть использованы в установках различной производительности.

Конструкции конденсаторов. Различают конденсаторы со свободным движением воздуха (в результате естественной конвекции) и с принудительным (с помощью вентилятора).

Конденсаторы со свободным движением воздуха применяют в основном в бытовых холодильниках холодопроизводительностью 100 — 350 Вт, иногда в торговом холодильном оборудовании. По конструкции эти конденсаторы могут быть щитовыми, трубчатыми с проволочным оребрением и прокатно-сварными. Щитовой конденсатор представляет собой металлический щит, к которому припаян змеевик (вертикальный или горизонтальный) из медной или алюминиевой трубы. Конденсатор из труб с проволочным оребрением представ-

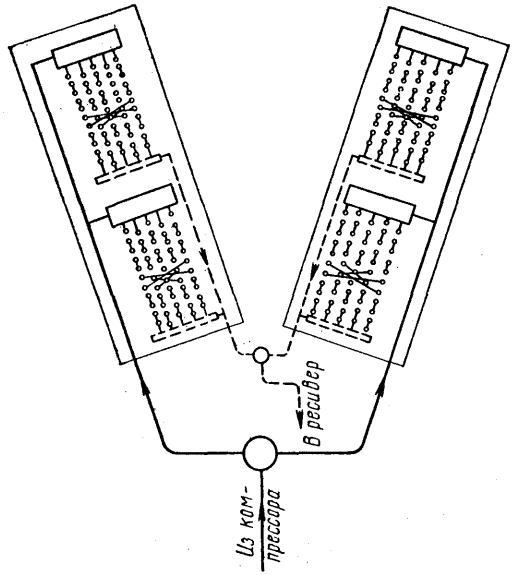


Рис. 1—11. Схема расположения змеевиков воздушного конденсатора с вертикальным направлением потока воздуха

ляет собой змеевик из стальной трубы диаметром 6 × 0,5 мм, к которому приварены ребра с шагом 6 мм из проволоки диаметром 1 мм. Конструкция, условия работы и методы расчета конденсаторов со свободным движением воздуха подробно рассмотрены в [18, 28].

В агрегатах холодопроизводительностью более 350 Вт используют, как правило, конденсаторы с принудительным движением воздуха, создаваемым вентилятором.

Для интенсификации процесса теплопередачи в конденсаторе организуют движение воздуха и холодильного агента так, чтобы зона сбива перегрева паров холодильного агента располагалась на выходе воздуха из аппарата, а зона переохлаждения — на входе воздуха в аппарат.

В зависимости от взаимного расположения теплопередающей поверхности и вентилятора воздушный поток через конденсатор может двигаться в горизонтальном или вертикальном направлении. В конструкциях воздушных конденсаторов зарубежных фирм, „Schmitz" (ФРГ), „Friga-Bohn" (США), GEA (ФРГ), „Duncham-Bush" (США) и „Fincoil" (Финляндия) направление движения воздуха вертикальное. В этом случае либо змеевики конденсатора расположены под углом 45° к вертикали, либо конденсатор имеет U-образную форму (рис. 1—11) с двумя отдельными змеевиками, что позволяет снизить аэродинамическое сопротивление поверхности теплообмена.

Теплопередающая поверхность воздушных конденсаторов выполнена, как правило, из труб с насаженными на них пластинчатыми ребрами. При использовании медных труб надежный тепловой контакт между ребрами и трубами достигается путем принудительного расширения труб после насадки ребер. В отечественной практике эту операцию осуществляют, протягивая через трубы шарик или цилиндр, диаметр которых примерно на 0,5 мм больше внутреннего диаметра трубы. Такой способ принудительного расширения труб эффективен при использовании достаточно толстых ребер, изготовленных из твердого материала.

Иногда в случае применения медных труб с тонкими алюминиевыми ребрами, у которых при штамповке отбортовывают воротнички, плотный контакт труб с ребрами обеспечивают путем принудительного расширения труб маслом, подаваемым под давлением 15—20 МПа (150—200 кгс/см^2). После сборки аппарата цельностальные поверхности его подвергают горячей оцинковке, в ряде случаев поверхности из медных труб и медных или латунных пластин лудят.

В кондиционерах ведущих зарубежных фирм применяют, как правило, конденсаторы с медными трубами и алюминиевыми ребрами. Толщина ребер 0,2—0,3 мм, шаг 1,8—2,5 мм, диаметр труб 9—16 мм. Некоторые фирмы используют также цельноалюминиевые поверхности с антикоррозийным наружным покрытием (анодирование, лакопокрытие и т. д.).

Форма и размеры теплопередающей поверхности воздушного конденсатора определяют интенсивность теплопередачи и аэродинамическое сопротивление и вместе с тем влияют на стоимость аппарата. Поэтому их выбирают на основании технико-экономического анализа, исходя из минимума приведенных затрат.

Конструкции воздушных конденсаторов, входящих в состав холодильных агрегатов с компрессорами различных типов малой холодопроизводительности ($Q_0 = 6 \div 30$ кВт), идентичны. Конденсатор включает две или более секций, соединенных последовательно или параллельно коллекторами. Секции состоят из прямых или U-образных труб, собранных в змеевик с помощью калачей. Поток воздуха через аппарат имеет горизонтальное направление. Конструкции воздушных конденсаторов для малых холодильных агрегатов подробно рассмотрены в [28].

Крупные конденсаторы выполняют многосекционными обычно с горизонтальным расположением поверхности теплообмена (воздух движется в вертикальном направлении). В таких аппаратах число параллельных секций по ходу воздуха не должно превышать

Таблица I-9 *Воздушные конденсаторы, комплектующие фреоновые холодильные машины*

Марка конденсатора	Площадь наружной поверхности теплообмена, м²	Марка холодильной машины	Материал		Число секций (по ходу воздуха)	Число труб в секции	Диаметр трубы, мм	Шаг ребер, мм	Толщина ребра, мм	Число параллельных шлангов (по холодильному агенту)	Шаг труб, мм	Вентилятор			Диаметр условного прохода штуцеров, мм		Масса, кг
			труба	ребро								тип	производительность м³/ч	число	вход пара	выход жидкости	
КВ-30	40	МВВ-4	Медь	Алюминий	4	23	14x1	3,1	0,5	4	30	ЦАГИ-5	4950	1	25	10	
КВ-60	70	ХМВ 1-9	,,	То же	4	23	14x1	3,1	0,5	4	30	ЦАГИ-5	—	2	25	15	150
ВК-160 А	162	МВТ 18-1-0	,,	,,	8	23	14x1	3,1	0,5	23	30	—	16000	2	40	32	377
ВК-250 А	250	МВТ25-1-0, (ФМВ 25-1)	,,	,,	8	—	14x1	3,1	0,5		30	—	24000				570

4—5, что создает условия для более равномерной нагрузки их, а также позволяет уменьшить аэродинамическое сопротивление поверхности. Для выравнивания тепловой нагрузки секций целесообразно распределять холодильный агент по различным секциям (см. рис. I—10).

Технические характеристики воздушных конденсаторов, комплектующих фреоновые холодильные машины, приведены в табл. I—9.

В качестве воздушных конденсаторов фреоновых холодильных машин могут быть использованы аппараты пластинчато-ребристого типа [26], широко применяемые в криогенной, авиационной и других отраслях техники благодаря высокой эффективности и компактности. Пластинчато-ребристые поверхности подробно описаны в [26].

Производительность конденсатора с габаритными размерами 280 × 280 × 160 мм составляет 5 кВт, коэффициент теплопередачи $k = 100$ Вт/(м² · К) при скорости воздуха $w = 5$ м/с, температурный напор $\theta_m = 8°C$.

В качестве воздушных конденсаторов для аммиачных холодильных машин иногда используют аппараты воздушного охлаждения, разработанные ВНИИнефтемашем для технологических установок химической промышленности.

Теплопередающая поверхность аппарата образована биметаллическими трубками, состоящими из внутренней трубы диаметром 25 × × 2 мм из углеродистой стали и плотно насаженной на нее оребренной трубы из алюминия АД1-М. Применяют также (значительно реже) стальные трубы с навивным ребром, которое закатывается в спиральную канавку в основной трубе. Размеры труб приведены на рис. I—12, *а*, *б* и в табл. I—10. Трубы развальцованы в трубных прямоугольных решетках. Секции имеют 4—8 рядов труб (по фронту). В решетке трубы размещены по вершинам равностороннего треугольника с шагом 52 и 58 мм. Одиночная восьмирядная секция аппарата показана на рис. I—12, *в*.

Изготовляют аппараты воздушного охлаждения четырех типов. Аппараты типа АВМ малопоточные (А — аппарат, В — воздушный, М — малопоточный) с трубами длиной 1,5 и 3,0 м и соответственно с одним или двумя вентиляторами диаметром 800 мм. Изменяя число рядов в секции (4—6—8), можно рационально выбрать необходимую площадь поверхности теплообмена и сечение по трубному пространству. Площадь наружной поверхности аппаратов типа АВМ составляет от 105 до 840 м². Выпускают аппараты двух видов: с жалюзи и без них.

Аппараты типа АВГ горизонтальные (А — аппарат, В — воздушный, Г — горизонтальный), сходные по конструкции с аппаратами типа АВМ, но бо́льших размеров. В аппаратах использованы трубы длиной 4 и 8 м; площадь наружной поверхности составляет от 875 до 5100 м². Аппараты комплектуются вентиляторами диаметром 2800 мм.

Аппараты типа АВЗ зигзагообразные. Отличаются от аппаратов типов АВМ и АВГ расположением секций относительно вентилятора. В секциях использованы трубы длиной 6 м. На один вентилятор приходится по 6 секций. Диаметр вентилятора 5000 мм. Площадь поверхности аппаратов составляет от 2650 до 7500 м².

Аппараты типа АВЗД зигзагообразные (А — аппарат, В — воздушный, З — зигзагообразный, Д — двухвентиляторный) имеют трубы длиной 8 м. Площадь поверхности аппаратов составляет от 3400 до 9900 м².

Основные технические характеристики аппаратов воздушного охлаждения приведены в табл. I—11.

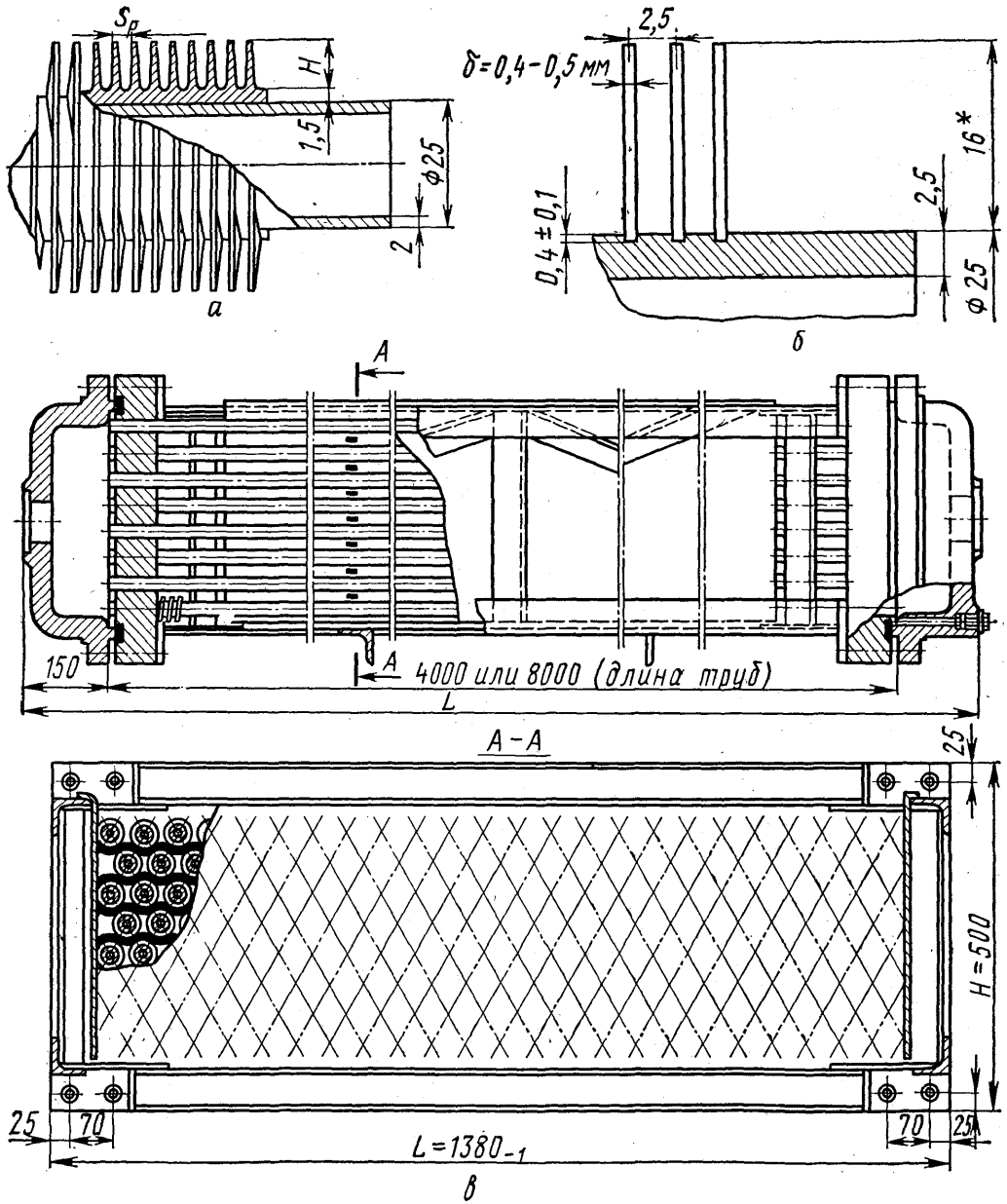


Рис. I—12. Аппараты воздушного охлаждения конструкции ВНИИнефтемаша:
а — накатные биметаллические трубы с коэффициентом оребрения β=12 (H=10,5 мм; $S_р$=3,5 мм), β=19,5 (H=14 мм, $S_р$=3,0 мм) и β=24,7 (H=15 мм; $S_р$=2,5 мм); *б* — труба с навивным оребрением алюминиевой лентой (β=27); *в* — восьмирядная секция аппарата воздушного охлаждения ВНИИнефтемаша

Таблица I-10 *Размеры труб аппаратов воздушного охлаждения*

Метод оребрения	Степень оребрения φ	Площадь поверхности трубы длиной 1м, м²			Коэффициент оребрения β	Количество ребер на участке трубы длиной 1 м	Размеры ребер, мм	
		F	F_0	$F_{вн}$			D	H
Накатка	9	0,792	0,088	0,066	12,0	286 ± 5	$49^{+1,5}_{-0,5}$	10,5±0,5
	14,6	1,284	0,088	0,066	19,5	333 ± 5	$56^{+1,5}_{-0,5}$	14±0,5
	20	1,628	0,085	0,066	24,7	400 ± 5	$57^{+0,5}_{-1,5}$	15±0,4
Навивка	22	1,713	0,078	0,063	27,0	394 ± 5	—	—

Примечание. В таблице $\psi = F/F_0$ — степень оребрения: $\beta = F/F_{вн}$ — коэффициент оребрения; $F_н$ — площадь наружной поверхности по оребрению; F_0 — площадь наружной поверхности гладкой трубы у основания ребер; $F_{вн}$ — площадь внутренней поверхности.

В аппаратах типа АВО количество охлаждающего воздуха можно регулировать, изменяя угол поворота лопастей вентилятора.

По результатам испытаний макета четырехрядной секции аммиачного воздушного конденсатора конструкции ВНИИнефтемаша при температуре конденсации 40—50°С, при всех режимах по $t_к$ и q_F и массовой скорости воздуха $\omega\rho = 7$ кг/(м² · с) разность температур конденсации и входящего воздуха в среднем составляла $\Theta_m = 10$°С, аэродинамическое сопротивление аппарата по воздуху — около 90 Па (9 мм вод. ст.).

Коэффициент теплопередачи при той же массовой скорости и $q_F = 3000$ Вт/м² составил ≈ 40 Вт/(м² · К).

При эксплуатационных испытаниях аппарата типа АВЗ площадью поверхности 4000 м², работающего в качестве воздушного конденсатора аммиачной холодильной установки, были получены коэффициенты теплопередачи от 12 до 21 Вт/(м² · К). Низкий уровень коэффициентов теплопередачи по сравнению с расчетными [35—45 Вт/(м² · К)] объясняется малыми значениями скорости паров входящего аммиака (0,6 — 1,6 м/с) и частичным «выключением» теплопередающей поверхности из-за возможного «зависания» аммиака в трубах [1].

Воздушные конденсаторы Я10-ФКБ площадью теплопередающей поверхности предназначены для комплектации аммиачных холодильных установок. Трубы аппарата стальные с плоскими стальными ребрами. На аппарате установлены 4 вентилятора, расход воздуха составляет 11,1 м³/с; потребляемая мощность 6,6 кВт, коэффициент теплопередачи аппарата 22 Вт/(м²·К). Воздушные конденсаторы ВКЛ-500, ВКЛ-630 и ВКЛ-800 имеют площадь теплопередающей поверхности соответственно 500, 630 и 800 м². Аппараты изготовлены из стальных труб с навитым алюминиевым ребром. Расход воздуха, отнесенный к 1 м² теплопередающей поверхности, составляет 0,035 м³/с. Коэффициент теплопередачи аппаратов 25 Вт/(м² К).

Особенности эксплуатации. В машинах малой и средней производительности при наружном расположении воздушных конденсаторов (особенно при питании испарителя через терморегулирующий вентиль) из-за низкого давления конденсации, обусловленного низкими температурами окружающего воздуха, ухудшаются условия эксплуатации: из-за малой разности давлений перед терморегулирующим вентилем и за ним снижается его пропускная способность, что может привести к нарушению питания испарителя и уменьшению холодопроизводительности установки; холодная жидкость после ресивера в случае недостаточного переохлаждения может частично испаряться в жидкостной линии из-за притоков теплоты через трубопровод или из-за падения давления в трубопроводе (например, при вертикальном подъеме участка трубопровода перед терморегулирующим вентилем), а образующийся пар затрудняет работу терморегулирующего вентиля.

В связи с этим при низких температурах окружающего воздуха поддерживают постоянное давление во фреоновом воздушном конденсаторе, соответствующее $t_к \approx 16 \div 20$° С. При работе воздушного конденсатора в составе аммиачной холодильной установки давление конденсации должно быть таким, чтобы разность ($p_к - p_0$) была не меньше 150—200 кПа. Это создает условия для нормальной работы холодильной установки.

Применяемые схемы поддержания постоянного давления конденсации $p_к$ могут быть разделены на две группы в зависимости от того, осуществляется ли регулирование на стороне холодильного агента или на стороне воздуха. Регулирование давления конденсации на

Таблица 1-11 *Аппараты*

Количество рядов труб	Коэффициент оребрения $\beta = F_н / F_{вн}$	Тип аппарата	Количество труб в аппарате	Площадь наружной поверхности, м²	Габаритные размеры аппарата (длина×ширина×высота), м	Масса аппарата, кг	Производительность одного вентилятора по воздуху, м³/с	Количество вентиляторов	Площадь наружной поверхности, м²
Длина труб 4 м									
4	12	АВГ	282	875	4,38×4,15×3,43	—	До 70	1	1770
4	19,5		246	1250	4,38×4,15×3,45	—	» 70	1	2500
4	24,7		—	—	—	—	—	—	—
6	12		423	1320	4,38×4,15×3,51	—	До 60	1	2640
6	19,5		369	1870	4,38×4,15×3,55	—	» 65	1	3800
6	24,7		—	—	—	—	—	—	—
8	12		564	1740	4,38×4,15×3,60	—	До 50	1	3500
8	19,5		492	2500	4,38×4,15×3,65	—	» 55	1	5100
8	24,7		—	—	—	—	—	—	—
Длина труб, 6 м									
4	12	АВЗ (длина труб 6 м), АВЗД (длина труб 8 м)	564*	2650	6,38×6,38×5,63	18600	До 225	1	3400
4	19,5		562	3750	6,38×6,38×5,63	19156	» 210	1	4800
4	24,7		492	4900	6,38×6,38×5,63	17000	» 210	1	6000
4	27,0		480						6600
6	12		846	4000	6,38×6,38×5,68	25000	» 200	1	5100
6	19,5		834	5650	6,38×6,38×5,7	26200	» 180	1	7200
6	24,7		738	7350	6,38×6,38×5,7	22950	» —	1	9000
6	27,0		726						9900
8	12		1128	5300	6,38×6,38×5,7	31450	» 180	1	—
8	19,5		984	7500	6,38×6,38×5,7	33350	» 142	1	—
8	24,7		984	9800	6,38×6,38×5,7	29050	» 142	1	—

* В числителе приведено число труб аппарата АВЗ, в знаменателе — аппарата АВЗД.

стороне холодильного агента достигается путем сокращения рабочей части поверхности конденсатора. Существует несколько способов такого регулирования:

установка байпасного вентиля, который соединяет нагнетательный трубопровод с жидкостным на участке между конденсатором и ресивером (рис. I—13,*а*); открывая вентиль при понижении температуры воздуха, можно повысить давление в конденсаторе путем увеличения давления в ресивере (при этом часть внутренней поверхности конденсатора затопляется из-за нарушения стока жидкости);

установка дополнительного теплообменника, с помощью которого достигается повышение $t_к$ и $p_к$ в результате подвода теплоты к жидкости от пара, нагнетаемого компрессором (рис. I—13, *б*). При этом способе регулирования также затопляется внутренняя поверхность конденсатора;

разделение конденсатора на отдельные секции и отключение некоторых секций при низких температурах воздуха (рис. I—13, *в*).

Недостатками первых двух способов регулирования давления конденсации путем затопления части внутренней поверхности конденсатора являются потребность в большом количестве холодильного агента, а также необходимость в использовании ресивера большой вместимости. При регулировании путем разделения конденсатора на секции расход холодильного агента почти вдвое меньше, однако возникает необходимость в установке большого числа соленоидных вентилей.

Регулирование давления конденсации на стороне воздуха достигается уменьшением

Габаритные размеры аппарата (длина×ширина×высота), м	Масса аппарата, кг	Производительность одного вентилятора по воздуху, м³/с	Количество вентиляторов	Тип аппарата	Площадь наружной поверхности, м²	Габаритные размеры аппарата (длина×ширина×высота), м	Масса аппарата, кг	Производительность одного вентилятора по воздуху, м³/с	Количество вентиляторов
Длина труб 8 м					Длина труб 1,5 м				
8,38×4,15×3,43	—	До 70	2	АВМ	105	1,45×1,495×1,81	1350	До 6,6	1
8,38×4,15×3,45	—	» 70	2		150	1,45×1,495×1,81	1480	» 6,0	1
—	—	—	2		210	1,45×1,495×1,81	1420	» 6,5	1
8,38×4,15×3,51	—	До 60	2		160	1,45×1,495×1,81	1880	» 6,0	1
8,38×4,15×3,55	—	» 65	2		225	1,45×1,495×1,81	2020	» 5,3	1
—	—	—	2		315	1,45×1,495×1,81	1950	» 5,5	1
8,38×4,15×3,60	—	До 50	2		210	1,45×1,495×1,81	2320	» 5,5	1
8,38×4,15×3,65	—	» 55	2		300	1,45×1,495×1,81	2610	» 4,6	1
—	—	—	2		420	1,45×1,495×1,81	2540	» 5,0	1
Длина труб 8 м					Длина труб 3 м				
8,38×6,38×4,53	—	До 220	2	АВМ	220	1,52×3,065×1,81	1970	До 6,6	2
8,38×6,38×4,53	—	» 220	2		310	1,52×3,065×1,81	2160	» 6,0	2
8,38×6,38×4,53	—	» 220	2		420	1,52×3,065×1,81	2040	» 6,5	2
8,38×6,38×4,53	—	» 220	2						
8,38×6,38×4,58	—	» 190	2		325	1,52×3,065×1,81	2720	» 6,0	2
8,38×6,38×4,58	—	» 190	2	АВМ	465	1,52×3,065×1,81	2910	» 5,3	2
8,38×6,38×4,58	—	» 190	2		630	1,52×3,065×1,81	2770	» 5,5	2
—	—	—	—						
—	—	—	—		440	1,52×3,065×1,81	3320	» 5,5	2
—	—	—	—		600	1,52×3,065×1,81	3700	» 4,6	2
—	—	—	—		840	1,52×3,065×1,81	3560	» 5,0	2

количества воздуха, проходящего через воздушный конденсатор. Это может быть осуществлено несколькими способами: путем включения в работу различного числа вентиляторов; с помощью заслонок на всасывающей стороне вентилятора; посредством изменения частоты вращения двигателя вентилятора или угла поворота лопастей вентилятора.

Рациональный способ работы аммиачной холодильной установки с воздушным конденсатором, размещенным вне здания, при низких температурах наружного воздуха рекомендован в [35]: компрессор отключен, циркуляция аммиака в системе осуществляется, как в термосифоне, причем для повышения эффективности системы хладоснабжения насос создает дополнительную циркуляцию жидкого аммиака в конденсаторе. Коэффициент теплопередачи аппарата воздушного охлаждения при работе в указанном режиме составляет ~22 Вт/(м² · К).

Тепловой расчет. Тепловой расчет воздушного конденсатора сводится к определению площади теплопередающей поверхности при заданных тепловой нагрузке конденсатора и параметрах входящего воздуха. Расчет проводят по уравнениям (I—7) и (I—8).

Расчетную температуру наружного воздуха определяют по формуле

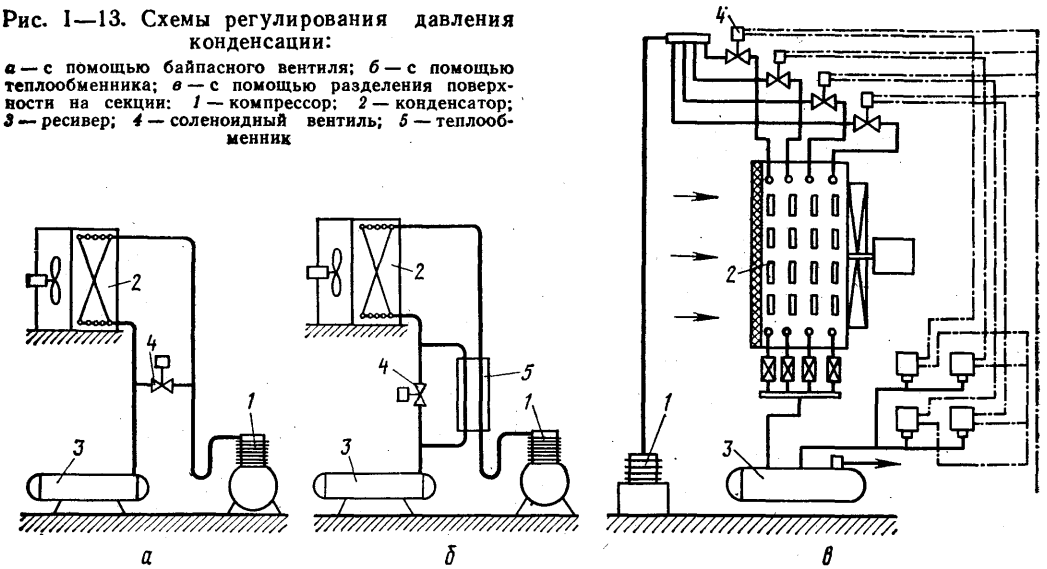
$$t_{вз} = 0{,}4\, t_{ср} + 0{,}6\, t_{max},$$

где $t_{ср}$ и t_{max} — соответственно средняя и максимальная температуры воздуха самого жаркого месяца (табл. 1 главы СНиП II—А. 6—72).

Подогрев воздуха в конденсаторе рекомендуется принимать равным 4,5—7°С, что соответствует расходу воздуха 0,12—0,17 м³/с на

Рис. I—13. Схемы регулирования давления конденсации:

а — с помощью байпасного вентиля; *б* — с помощью теплообменника; *в* — с помощью разделения поверхности на секции: *1* — компрессор; *2* — конденсатор; *3* — ресивер; *4* — соленоидный вентиль; *5* — теплообменник



1000 Вт отводимой теплоты; разность температур конденсации и воздуха, входящего в конденсатор, $\Theta_1 = t_к - t_{вз1} = 11 \div 14°C$, для стандартного режима работы установки и $\Theta_1 = 17°C$ для режима кондиционирования; разность температур конденсации и воздуха, выходящего из конденсатора, $\Theta_2 = t_к - t_{в2} = 3 \div 6°C$.

Коэффициент теплопередачи воздушного конденсатора можно определить по уравнению

$$k_н = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н E_н} + \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + R_{заг}\right)\frac{F_н}{F_{вн}}}, \qquad (I—12)$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности; $E_н$ — эффективность наружной поверхности; $\alpha_{вн}$ — коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося холодильного агента к стенке; $F_н$ и $F_{вн}$ — площадь теплопередающей поверхности конденсатора соответственно наружной и внутренней.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_н$ зависит от массовой скорости воздуха в живом сечении и геометрии наружной поверхности. При выборе оптимальной массовой скорости воздуха $w_р$ следует учитывать, что увеличение ее приводит к возрастанию коэффициента теплопередачи и снижению температуры конденсации. Вместе с тем увеличиваются аэродинамическое сопротивление аппарата и затрата электроэнергии на привод вентилятора. Кроме указанных выше критериев оптимизации здесь можно принимать в качестве критерия максимум холодильного коэффициента агрегата [24].

Рекомендуемые для проектирования и эксплуатации значения массовой скорости воздуха составляют: 5—7 кг/(м² · с) в агрегатах с приводом компрессора и вентилятора от одного электродвигателя; 3—5 кг/(м² · с) в малых агрегатах с бессальниковыми или герметичными компрессорами, где электродвигатель вентилятора имеет низкий КПД; 8—10 кг/(м² · с) в аппаратах воздушного охлаждения типов АВГ и АВЗ. При выборе массовой скорости воздуха и типа вентилятора следует также учитывать шумовые характеристики вентилятора.

Значения $\alpha_н$, $\alpha_{вн}$ и $E_н$ определяют по уравнениям, приведенным в [40].

Тепловое сопротивление загрязнений $R_{заг}$ со стороны аммиака (продукты коррозии стальных труб и сопротивление слоя масла) составляет около $0{,}4 \cdot 10^{-3}$ м² · К/Вт. Во фреоновых конденсаторах со стальными трубами тепловое сопротивление продуктов коррозии можно принимать равным $(0{,}1 \div 0{,}2)10^{-3}$ м² · К/Вт.

Гидродинамический расчет воздушных конденсаторов можно выполнять по рекомендациям, которые содержатся в справочнике [40]. Данные для расчета Δp, полученные при испытаниях воздушных конденсаторов, приведены ниже.

Гидравлическое сопротивление воздушных конденсаторов со стороны фреона можно в первом приближении рассчитать по уравнению

$$\Delta p = 0{,}5\sqrt{(\xi L/d_{вн})}\,\rho_п w_п^2, \qquad (I—13)$$

где $\xi = 0{,}05 Re_п^{-0{,}05}$.

Аэродинамическое сопротивление конденсатора (Па) с шахматным расположением и пластинчатым оребрением труб [$d = 12 \div 22$ мм, $s_{тр} = 26 \div 50$ мм, $s_р = 2 \div 4$ мм, $w_р = 3 \div 12$ кг/(м² · с)] может быть выражено уравнением [50]

$$\Delta p = 0{,}24z\,(w_р)^{1{,}8}\,[b/(s_р - \delta)]^{0{,}42}, \quad (I—14)$$

где Δp — аэродинамическое сопротивление, Па; z — число секций (рядов труб) по направлению потока воздуха; b — ширина ребра; $s_р$ — шаг ребер; δ — толщина ребра.

Аэродинамическое сопротивление конденсаторов с коридорным расположением труб и пластинчатым оребрением можно определить по уравнению

$$\Delta p = A\,(L/d_{экв})\,(w_р)^{1{,}7}, \quad (I—15)$$

где Δp — аэродинамическое сопротивление, Па; A — коэффициент (для неровных поверхностей $A = 0{,}115$, для тщательно изготовленных $A = 0{,}07$).

Для расчета аэродинамического сопротивления воздушного конденсатора, изготовленного из секций конструкции ВНИИнефтемаша, можно использовать зависимость [39]

$$\Delta p = Eu_0 \rho w^2 z; \quad (I—16)$$

$$Eu_0 = 5{,}14\varphi_н E_н \mathrm{Re}_{d_э}^{-0{,}28}, \quad (I—17)$$

где Δp — аэродинамическое сопротивление, Па; $E_н$ — коэффициент эффективности поверхности теплообмена (для алюминиевых ребер $E_н = 0{,}8 \div 1$; для стальных $E_н = 0{,}68$); $\varphi_н$ — наружная степень оребрения.

Обобщенные уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи и аэродинамического сопротивления воздуха в пучках труб с круглыми и спиральными ребрами в широком интервале геометрических размеров и чисел Re приведены в [46].

Испарительные и оросительные конденсаторы

В оросительных и испарительных конденсаторах теплота от холодильного агента передается через стенку трубы воде, стекающей тонкой пленкой по поверхности труб, и далее — к воздуху. В оросительных конденсаторах имеет место свободное движение воздуха, в испарительных — вынужденное, создаваемое вентиляторами.

Оросительные конденсаторы. Аппарат типа МКО состоит из плоских змеевиков (секций), выполненных из 14 стальных труб диаметром 57 × 3,5 мм. Холодильный агент конденсируется внутри труб. Пары аммиака подаются в нижний участок трубы змеевика, верхний конец которого закрыт. В четырех местах по длине змеевика предусмотрен промежуточный отбор жидкого аммиака в ресивер в целях исключения затопления нижних труб. Орошающая вода из водораспределительных желобов, расположенных над змеевиками, подается на трубы и стекает в поддон. Часть воды сливается в канализацию, а остальная часть вместе с добавляемой свежей водой вновь подается в желоба. Стекающая по змеевику вода нагревается и частично испаряется, отдавая часть теплоты воздуху. Остальная теплота отводится водой, сливающейся в канализацию.

Недостатки оросительного конденсатора — большие габаритные размеры, необходимость тщательного ухода за водораспределительными желобами для обеспечения равномерного орошения поверхности труб.

При расчетных параметрах наружного воздуха в условиях Москвы ($i_в = 54$ кДж/кг) плотность теплового потока для оросительного конденсатора типа МКО $q_F = 2000$ Вт/м² при температуре конденсации $t_к = 35°$ С обеспечивается при доле свежей воды $\xi = 15\%$, а при температуре $t_к = 30°$С — при $\xi = 40\%$.

Тепловой расчет оросительного конденсатора приведен в [44].

Испарительные конденсаторы. На рис. I—14 показан испарительный конденсатор ИК-90.

Перегретые пары аммиака поступают в изготовленный из оребренных труб форконденсатор, где охлаждаются до температуры, близкой к температуре насыщения. Форконденсатор работает как воздушный теплообменник. Из форконденсатора пары аммиака поступают в маслоотделитель, а затем — в основную секцию конденсатора, которая в аппарате ИК-90 представляет собой змеевик из гладких стальных труб диаметром 38 мм. В аппарате ИК-125 в отличие от остальных основная секция выполнена из гладких горизонтальных труб, объединенных вертикальными сборниками — коллекторами. При использовании такой конструкции, называемой короткошланговой, в трубах отсутствует конденсат и, кроме того, достигаются более высокие коэффициенты теплоотдачи и меньшее гидравлическое сопротивление по аммиаку.

Внутри труб конденсируется холодильный агент, теплота конденсации поглощается орошающей водой. Создаваемый вентиляторами поток воздуха усиливает испарение воды, поэтому температура воды мало изменяется.

Из водяного бака, расположенного под конденсатором, циркулирующая вода нагнетается центробежным насосом в оросительную систему. Постоянный уровень воды в баке поддерживается с помощью поплавкового устройства. Вода через оросительные форсунки под напором стекает на трубы и затем самотеком сливается в водяной бак.

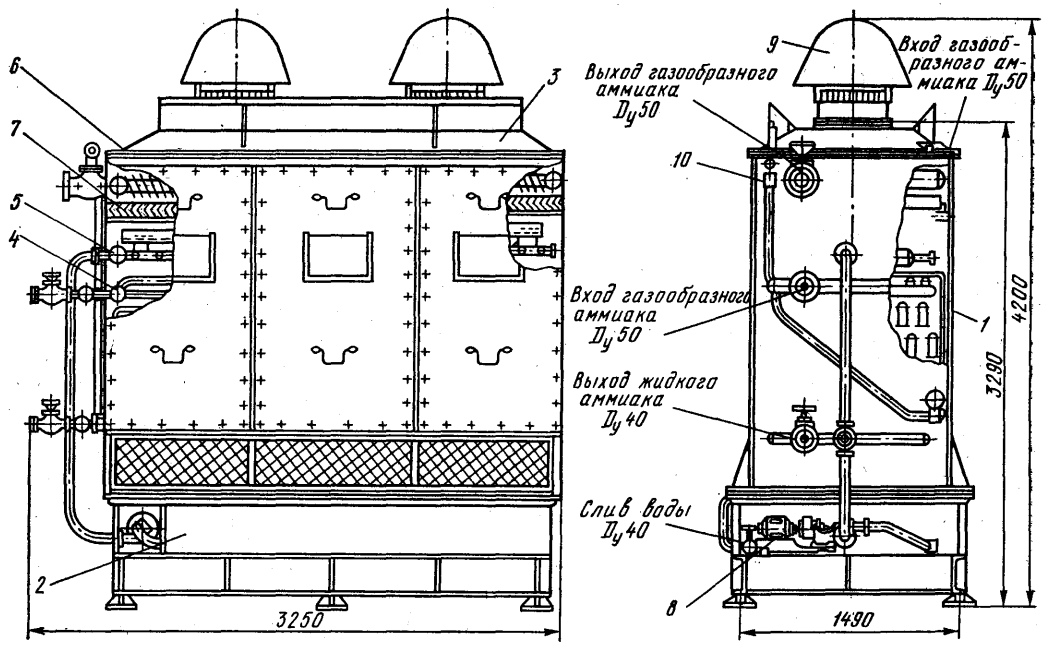


Рис. I—14. Испарительный конденсатор ИК-90:

1 — корпус; *2* — водяной поддон; *3* — короб; *4* — коллектор паровой (основная секция); *5* — коллектор водяной (оросительная система); *6* — форконденсатор; *7* — элиминаторы; *8* — водяной насос; *9* — вентилятор; *10* — предохранительный клапан

В испарительном конденсаторе поток воздуха создается осевыми (в аппаратах «Эвако» и ИК-125) или центробежными (в аппарате ИК-90) вентиляторами. Свежий воздух засасывается над водяным баком; направление воздушного потока в аппарате — снизу вверх, т. е. противоположно направлению движения орошающей воды. Водяные капли, захваченные воздухом, отделяются в элиминаторе. Перед поступлением на вентиляторы влажный воздух подсушивается в форконденсаторе.

Техническая характеристика испарительных конденсаторов приведена в табл. I—12.

Испарительные конденсаторы более интенсивны, чем оросительные, из-за интенсивного тепло- и массообмена между воздухом и орошающей водой. Кроме того, преимуществами испарительного конденсатора являются малая площадь, необходимая для размещения аппарата, и небольшой расход воды.

Основные недостатки испарительных конденсаторов — быстрое нарастание водяного камня на поверхности труб и сложность их очистки. При использовании свежей воды с карбонатной жесткостью 6,4 мг · экв/л (общая жесткость 8,6 мг · экв./л) после 6 мес эксплуатации испарительного конденсатора толщина водяного камня на поверхности труб составляет 0,5—0,7 мм. Изменение температуры конденсации при нарастании накипи на поверхности труб испарительного конденсатора представлено на рис. I—15. При толщине слоя накипи 1,5—2,0 мм поверхность труб необходимо очищать. Для предотвращения образования водяного камня рекомендуется обрабатывать добавляемую свежую воду с помощью полифосфатов или Na-катионитовых фильтров. Удаляют водяной камень, орошая поверхность труб слабым 3%-ным раствором соляной кислоты в смеси с 3%-ным раствором уксусной. Если поверхность труб оцинкована, то использовать соляную кислоту не рекомендуется.

При постоянных расходах воздуха и орошающей воды производительность испарительного конденсатора зависит от температуры воздуха по влажному термометру $t_{вл1}$, а также от температуры конденсации $t_к$, влияющей на температуру водяной пленки. Характеристики испарительных конденсаторов ИК-125 приведены на рис. I—16.

В зимнее время при температуре воздуха ниже 0°С испарительный конденсатор можно использовать как воздушный без циркуляции орошающей воды, однако при этом тепловая производительность конденсатора существенно снижается (см. рис. I—16,*а*).

Таблица 1-12 *Испарительные конденсаторы*

Показатели	ИК-125	ИК-90	ЭВАКО-200	ЭВАКО-400
Номинальная производительность при $t_к = 35°C$ и $t_{вд} = 18°C$ и отсутствии накипи на поверхности труб, кВт	400	210	278	490
Характеристики основной секции				
диаметр труб (наружный), мм	22	25	42	42
число рядов труб по ходу воздуха	10	10	6	6
площадь теплопередающей поверхности основной секции, м²	137,5	75,0	64,8	117,3
Площадь теплопередающей поверхности форконденсатора, м²	56,0	22,0	27,0	40,5
Число вентиляторов	3	2	2	2
Тип вентилятора	Осевой УК-2М	Центробежный КЦ3-90 № 6	Осевой ESZ-05-8-04	Осевой KL8004
Объемный расход воздуха, м³/с (м³/ч)	10,8 (39000)	5 (18000)	9,2 (33000)	18 (65000)
Тип электродвигателя	АОЛ-32-4 ВМС	АО2-31-6 ВМС	VZ P100 Lr4	VZP112M4
Установленная мощность электродвигателя, кВт	3,0	2,2	2,2	4,0
Частота вращения вала электродвигателя, об/мин	1500	960	1440	1440
Объемный расход воды, подаваемой на орошение, м³/ч	30	18	40	80
Объемный расход добавляемой воды, м³/ч	0,75	0,75	0,60	1,2
Габаритные размеры аппарата, мм				
длина	4142	3340	4780	4900
ширина	1940	1720	1400	2140
высота	2855	4200	3060	3120
Масса (в объеме поставки), кг	4500	3420	3000	4362
Давление испытания на прочность, МПа (кгс/см²)	2,5 (25)	2,3 (23)	2,6 (26)	2,6 (26)
Давление испытания на плотность, МПа (кгс/см²)	2 (20)	1,6 (16)	2 (20)	2(20)

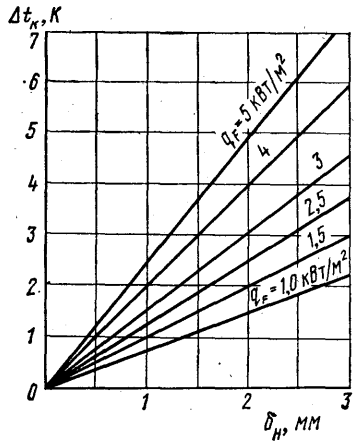


Рис. I—15. Изменение температуры конденсации при нарастании накипи на поверхности труб испарительного конденсатора

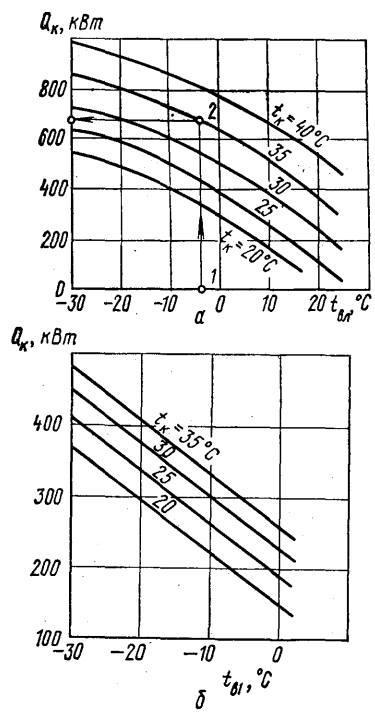


Рис. I—16. Характеристики испарительного конденсатора ИК-125:

а — при орошении водой (G_w=30 м³/ч); *б* — при работе без орошения поверхности

По результатам оптимизации режимных параметров испарительных конденсаторов, а также на основании анализа каталогов ведущих зарубежных фирм рекомендуется следующие значения параметров: объемный расход воздуха, продуваемого через аппарат, 0,03—0,045 м³/с на 1 кВт отводимой теплоты; коэффициент орошения (отношение массовых расходов воды и воздуха) 0,7—1,0 кг/кг; скорость воздуха во фронтальном сечении 2,0—2,5 м/с [12, 13]. Рациональная плотность теплового потока в испарительных конденсаторах $q_{F\text{опт}}$ = = 2,5 кВт/м². Если значение q_F превышает $q_{F\text{опт}}$, то имеет место перерасход электроэнергии на выработку холода:

q_F, кВт/м²	2,5	3,0	3,5	4,0
$N/N\ q_{F\text{опт}}$	1,0	1,03	1,06	1,08

Удельные приведенные затраты на выработку холода изменяются при этом в пределах 5%.

Расход свежей воды при работе испарительных конденсаторов определяется частичным испарением ее, уносом, продувкой, необходимой для поддержания постоянного солесодержания в водяной системе, и в зависимости от жесткости добавляемой свежей воды составляет от 2,5 до 10 л/ч на 1 кВт теплоты, отводимой в конденсаторе.

Основы теплового расчета. При проведении теплового расчета площадь теплопередающей поверхности аппарата находят из условия равенства тепловых потоков, передаваемых холодильным агентом воде и водой воздуху, которое выполняется при определенной температуре воды, и стационарном режиме работы аппарата.

Тепловой поток, передаваемый от холодильного агента к воде, определяют по уравнению теплопередачи

$$Q = k'F\,(t_н - t_w). \qquad (I—18)$$

Тепловой поток от пленки воды к воздуху рассчитывают по уравнению тепло- и массообмена

$$Q = \sigma F \Delta i_m. \qquad (I—19)$$

В формулах (I—19), (I—20) σ — коэффициент испарения воды в воздух, кг/(м² · с); F — площадь наружной поверхности труб, м²; Δi_m — средняя логарифмическая разность энтальпий, кДж/кг.

По Льюису $\sigma = \alpha_в / c_p'$, где $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи от пленки воды к воздуху, кВт/(м² · К); $c_p' = 1$ кДж/(кг·К) — удельная теплоемкость влажного воздуха.

Средняя логарифмическая разность энтальпий

$$\Delta i_m = (i_2 - i_1)/\ln\,[(i_w'' - i_1)/(i_w'' - i_2)], \quad (I—20)$$

где i_w'' — энтальпия насыщенного воздуха у

поверхности воды; i_1 и i_2 — энтальпии воздуха на входе в конденсатор и на выходе из него.

Коэффициент теплоотдачи между пленкой воды и воздухом вычисляют по критериальным уравнениям для случая обдувания воздухом коридорного или шахматного пучка гладких труб. Соответствующие формулы приведены в [12, 40].

Задаваясь ориентировочно средней температурой воздуха в конденсаторе, находят $\lambda_в$ [Вт/(м · К)] и $\nu_в$ (м²/с). Обычно скорость воздуха в узком сечении $w_в$ принимают равной 5—6 м/с.

Коэффициент теплопередачи от холодильного агента к воде

$$k' = 1/\left[\left(\frac{1}{\alpha_а} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}\right)\frac{d}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_w}\right] . \qquad (I—21)$$

Коэффициент теплоотдачи α_w от поверхности горизонтальных труб к стекающей по ним водяной пленке можно определить по уравнению, приведенному в [12, 40]. В случае, если $Re_{пл} = 1{,}1 \div 200$, плотность орошения $\Gamma_l = 0{,}033 \div 0{,}33$ кг/(м · с), шаг труб в пучке $s/d = 1{,}1$, эти уравнения приводятся к виду

$$\alpha_w = 9750\ \Gamma_l^{1/3} , \qquad (I—22)$$

где Γ_l — плотность орошения горизонтальной трубы на участке длиной 1 м, кг/(м · с) ($\Gamma_l = G_w/2ln$); l — длина труб, м; n — число параллельно орошаемых секций; G_w — массовый расход воды, подаваемой на орошение, кг/с.

Обычно средние значения $\alpha_w = 3500 \div 4000$ Вт/(м² · К) для $\Gamma_l = 0{,}07 \div 0{,}4$ кг/(м · с). Рекомендуемая минимальная плотность орошения $\Gamma_l = 0{,}06$ кг/(м · с) [52].

Коэффициент теплоотдачи α_w от поверхности горизонтальных труб к стекающей по ним

Таблица I-13. *Формулы для определения коэффициента теплоотдачи* α_w

Массовая скорость воздуха в живом сечении трубного пучка $w\rho$, кг/(м²·с)	Коэффициент теплоотдачи α_w, Вт/(м²·К)
$w\rho = 0$ (оросительный режим)	$\alpha_w = 3800\Gamma_l^{0,33}(1+0{,}013t_w)$
$0{,}5 < w\rho \leqslant 2{,}2$	$\alpha_w = 4100(w\rho)^{0,15}\Gamma_l^{0,3} \times (1+0{,}011t_w)$
$2{,}2 < w\rho \leqslant 5$	$\alpha_w = 4600\ \Gamma_l^{0,3}(1+0{,}01t_w)$
$5 < w\rho \leqslant 6{,}5$	$\alpha_w = 8200\ (w\rho)^{-0,36}\Gamma_l^{0,3} \times (1+0{,}009\ t_w)$

Примечание. Формулы применимы при $t_w = 5 \div 40$°С и $\Gamma_l = 0{,}04 \div 0{,}236$ кг/(м·с)

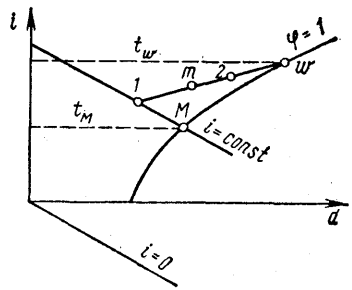


Рис. I—17. Изменение состояния воздуха в испарительном конденсаторе

водяной пленке можно определить также по формулам, предложенным в [4] на основании результатов испытаний макета испарительного конденсатора в широком диапазоне массовых скоростей воздуха $w\rho$, плотности орошения Γ_l и температуры водяной плёнки t_w (табл. I—13).

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации практически неподвижных паров холодильного агента внутри прямой горизонтальной трубы может быть приближенно определен по теоретической формуле

$$\alpha_а = \sqrt[4]{\frac{g\,r\,\rho\lambda^3}{\nu\theta_а d_{вн}}} .$$

Более подробные сведения о расчете $\alpha_а$ приведены в [40].

Характер изменения состояния воздуха в испарительном конденсаторе соответствует прямой *1 — w* на *d*, *i*-диаграмме (рис. I—17). Энтальпию воздуха на входе в аппарат i_1 находят по *d*, *i*-диаграмме или по психрометрической таблице. Энтальпия воздуха на выходе из аппарата $i_2 = i_1 + (Q/G_в)$.

Энтальпию i''_w (в точке *w*) можно найти по *d*, *i*-диаграмме, если известна t_w (температура воздуха у поверхности воды, равная температуре воды). Величину t_w находят методом подбора или графическим методом так, чтобы при решении уравнений (I—19) и (I—20) получилось одно и то же численное значение искомой площади поверхности конденсатора *F*. Это осуществляется путем построения графика зависимостей *F* от t_w, соответствующих каждой формуле. Координаты точки пересечения кривых, построенных по двум формулам, соответствуют искомым значениям *F* и t_w.

Плотность теплового потока $q_F = Q/F$.

Принятую при расчете $\alpha_а$ разность температур (° С) проверяют по уравнению $\Theta_а = q_F/\alpha_а$.

В [12] приведена методика расчета испарительных конденсаторов, исключающая не-

обходимость применения метода последовательных приближений при расчете указанных аппаратов.

ИСПАРИТЕЛИ

В этом разделе рассматриваются испарители, используемые для охлаждения жидких хладоносителей или жидких технологических сред.

Различают испарители с закрытой и открытой циркуляцией охлаждаемой жидкости. Испарители с закрытой циркуляцией — кожухотрубные; охлаждаемая жидкость протекает в них под напором, создаваемым насосом. В испарителях с открытой циркуляцией испарительные трубы погружены в охлаждаемую жидкость, налитую в открытые баки, в которых создается циркуляция охлаждаемой жидкости с помощью мешалки. Испарители с открытой циркуляцией выполняют вертикальнотрубными либо панельными.

Испарители с открытой циркуляцией, особенно в случае использования рассолов, в значительной степени подвержены коррозии. В последнее время такие испарители применяют редко.

По характеру заполнения холодильным агентом испарители разделяют на затопленные и незатопленные. К незатопленным относятся испарители оросительные, кожухотрубные с кипением в трубах, а также змеевиковые с верхней подачей жидкости.

Кожухотрубные испарители затопленного типа

В кожухотрубных испарителях затопленного типа холодильный агент кипит на наружной поверхности труб (гладких или оребренных), а хладоноситель протекает в трубах.

Преимущества кожухотрубных испарителей по сравнению с аппаратами других типов: закрытая система циркуляции хладоносителя, обеспечивающая меньшую его аэрацию и вследствие этого меньшую коррозию оборудования; большая компактность; относительно высокая тепловая эффективность. Недостаток кожухотрубных испарителей затопленного типа — опасность замерзания хладоносителя в трубах в случае прекращения его циркуляции, которое может привести к разрыву труб.

Отечественная промышленность выпускает аммиачные кожухотрубные испарители типов ИКТ и ИТГ номинальной площадью внутренней теплопередающей поверхности от 63 до 800 м², а также фреоновые испарители типа ИТР площадью наружной теплопередающей поверхности от 12 до 1800 м². Конструкции кожухотрубных испарителей для аммиака и фреонов различаются в основном материалом и типом теплопередающей поверхности.

Кожухотрубный испаритель состоит из цилиндрического горизонтально расположенного кожуха с плоскими трубными решетками, в которых развальцованы или вварены трубы (прямые или U-образные). Толщину трубной решетки рассчитывают из условий прочности.

Кожух испарителя изготовлен либо из стальных электросварных труб, либо свальцован и сварен из листовой стали. К трубным решеткам на болтах или шпильках крепятся крышки с патрубками для подачи и отвода хладоносителя и с перегородками для направления его течения.

Хладоноситель подводится к нижнему штуцеру, протекает в трубах, делая несколько ходов, и отводится от верхнего штуцера.

В испарителях отечественной конструкции принято четное число ходов по хладоносителю, поэтому патрубки для хладоносителя расположены на одной стороне аппарата. Число ходов по хладоносителю обычно составляет от 4 до 12; выбирают его таким образом, чтобы скорость хладоносителя была достаточно высокой.

Парожидкостная смесь от регулирующего вентиля подводится снизу в межтрубное пространство испарителя. К испарителям с большой теплопередающей поверхностью парожидкостная смесь подводится от общего коллектора в нескольких точках по длине испарителя. В верхней части испарителя предусмотрено свободное от труб пространство, которое служит сухопарником для отделения пара от частиц увлекаемой им жидкости. В крупных аппаратах для равномерного омывания потоком поверхности пар отводится по нескольким патрубкам, объединенным общим коллектором.

Для удобства осмотра и очистки внутренней поверхности труб без демонтажа рассольных линий кожухотрубные испарители иногда выполняют с рассольными камерами, имеющими съемные крышки.

Характерным конструктивным параметром кожухотрубных испарителей является отношение длины кожуха аппарата к его диаметру $L/D_к$. С увеличением этого отношения снижается масса аппарата, уменьшается число ходов по хладоносителю при одинаковой степени подогрева хладоносителя, уменьшается гидравлическое сопротивление проходу хладоносителя и упрощается конструкция аппарата.

Аммиачные испарители. Технические характеристики аммиачных кожухотрубных испарителей средней и большой производительности, выпускаемых, отечественной промышленностью, приведены в табл. I—14.

Испарители типа ИТГ площадью теплопередающей поверхности 500; 630 и 800 м²,

Таблица I-14 *Кожухотрубные аммиачные испарители затопленного типа*

Марка испарителя	Площадь внутренней теплопередающей поверхности, м²	Габаритные размеры, мм				Число ходов z	Число труб $n_{тр}$	Длина труб $l_{тр}$, мм	Масса аппарата, кг	Диаметр условного прохода присоединительных штуцеров, мм		
		диаметр кожуха $D_{вн} \times \delta$	длина L	ширина B	высота H					Хладоноситель (вход и выход)	Холодильный агент	
											вход	выход
63ИТГ	67,0	600×8	4580	1075	1590	8	216	4000	2 100	100	20	80
80ИТГ	96,0	600×8	5580	1075	1590	8	216	5000	2 500	125	20	80
125ИТГ	121,0	800×8	4670	1310	1950	8	386	4000	3 600	150	25	125
160ИТГ	154,0	800×8	5670	1310	1950	8	386	5000	4 300	150	25	125
200ИТГ	193,0	1000×10	4800	1493	2270	8	616	4000	5 600	200	32	150
250ИТГ	273,0	1000×10	5800	1493	2270	8	616	5000	6 300	200	32	150
ИКТ-315	327,0	1200×12	6920	1788	2670	4	670	6000	7 800	250	40	200
ИТГ-500	580,0*	1600×16	7355	2715	2955	2; 4; 8	827	6000	23 800	300	80	250
ИТГ-630	740,0*	1800×20	7340	2985	3200	2; 4; 8	1059	6000	29 760	400	80	300
ИТГ-800	990,0*	1800×20	9345	2985	3200	2; 4; 8; 10	1059	8000	37 620	400	80	300

Примечание. Марка испарителя ИТГ расшифровывается следующим образом: И — испаритель; Т — трубчатый; Г — горизонтальный; цифры после букв — номинальная величина площади внутренней теплопередающей поверхности в м².

* Площадь наружной теплопередающей поверхности.

технические характеристики которых также приведены в табл. I—13, можно использовать в составе аммиачных и пропановых установок.

Аммиачный кожухотрубный испаритель типа ИТГ показан на рис. I—18. В аппаратах этого типа использованы бесшовные гладкие стальные трубы диаметром 25 × 2,5 мм (для аппаратов с площадью теплопередающей поверхности до 300 м²) и 38 × 3 мм (для аппаратов с площадью теплопередающей поверхности от 400 м²). Пучок труб шахматный ромбический с углом ромба 60°. Перемычки между трубами составляют в первом случае 7 мм, во втором — 9 мм. Отношение длины кожуха к его диаметру в аппаратах отечественных и передовых зарубежных фирм примерно одинаково и составляет 5—8.

Масло, поступающее в испаритель, периодически удаляют через маслоотстойник, расположенный в нижней части аппарата. Автоматическое питание аммиачных кожухотрубных испарителей холодильным агентом осуществляется, как правило, с помощью поплавковых регулирующих вентилей типа ПРВ низкого или высокого давления либо с помощью реле уровня ПРУ-4 или ПРУ-5. Уровень жидкого аммиака в испарителе поддерживается по верхней образующей первого сверху ряда труб.

При автоматическом питании испарителя с помощью терморегулирующих вентилей перегрев пара на выходе из аппарата не должен превышать 1,5° С, при этом достигаются достаточное заполнение испарителя в диапазоне плотностей теплового потока от 2000 до 4500 Вт/м² и сухой ход компрессора. Если перегрев выходящего пара составляет 2,5° С, то коэффициент теплопередачи снижается примерно на 25%.

Зависимость коэффициентов теплопередачи аммиачных кожухотрубных испарителей от плотности теплового потока приведена на рис. I—19.

Для ориентировочных расчетов значения q_F можно получить из табл. I—15, составленной на основании результатов испытаний промышленных испарителей при скорости рассола $CaCl_2$ $\omega_s = 1{,}5$ м/с и плотности его при 15° С, равной 1,25 кг/л; при использовании рассола меньшей концентрации q_F возрастает.

Приведенные в табл. I—15 значения Θ_m (или q_F) рекомендуется уточнять на основании технико-экономического оптимизационного расчета для конкретных условий работы аппарата [20].

Фреоновые испарители. Основные параметры фреоновых кожухотрубных испарителей (рис. I—20), выпускаемых отечественной про-

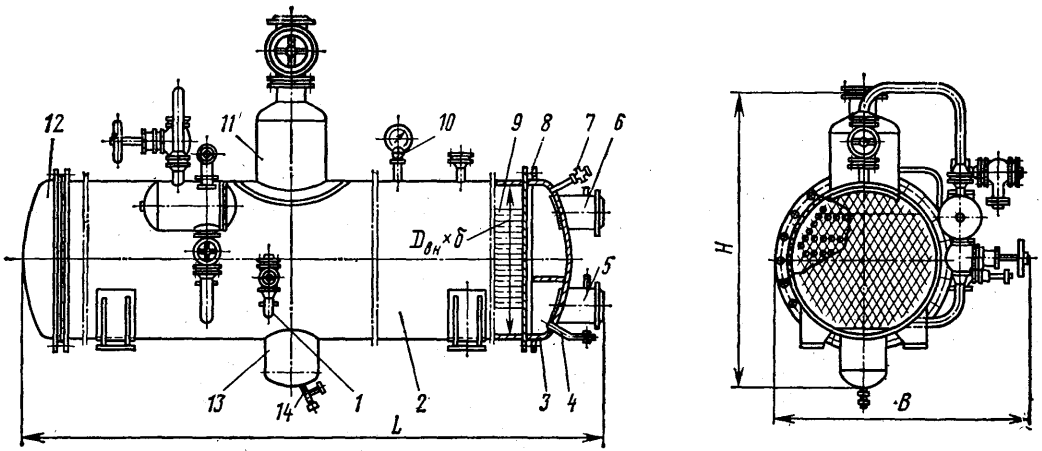


Рис. I—18. Аммиачный кожухотрубный затопленный испаритель:

1 — патрубок для входа жидкого аммиака; *2* — корпус; *3, 12* — крышки; *4* — слив рассола; *5, 6* — штуцера для входа и выхода рассола; *7* — вентиль для спуска воздуха; *8* — трубная решетка; *9* — трубы; *10* — манометр; *11* — сухопарник; *13* — маслоотстойник; *14* — кран для спуска масла

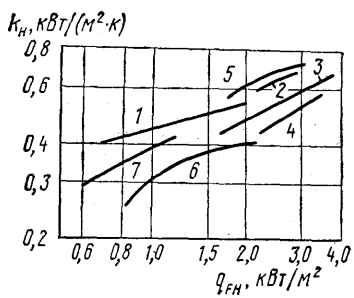


Рис. I—19. Коэффициенты теплопередачи аммиачных кожухотрубных испарителей: *1* — ИТГ-40 замасленный (t_0=—15°С, w_s=1,5 м/с); *2* — то же (t_0=—2°С; w_s=1,5 м/с); *3* — ИТГ-40 незагрязненный (t_0= от —30 до —10°С, w_s=1,33 м/с); *4* — то же, замасленный аппарат; *5* — испаритель с F=100 м² незагрязненный (t_0 от —20 до 0°С, w_s=1,5 м/с); *6* — ИТР-90 замасленный (t_0=—15°С, w_s=1,5 м/с); *7* — ИТР-90 незагрязненный (t_0=—15°С, w_s=1,5 м/с)

мышленностью, приведены в табл. I—16.

Фреоновые кожухотрубные испарители с межтрубным кипением (см. рис. I—20) по конструкции аналогичны аммиачным. Основное различие их состоит в том, что во фреоновых испарителях поверхность труб со стороны холодильного агента оребрена. Оребрение труб необходимо, поскольку при малых температурных напорах, которые характерны для испарителей холодильных машин, коэффициенты теплоотдачи кипящих фреонов (особенно R12),

Таблица I-15 *Средние значения q_F в аммиачных кожухотрубных испарителях*

Температура кипения t_0, °С	Плотность теплового потока q_F (Вт/м²) при среднем температурном напоре, °С		
	3	4	5
0	1900	2900	4000
—15	1700	2800	3500
—25	1600	2200	—

как правило, ниже коэффициентов теплоотдачи на стороне хладоносителя. В отечественных фреоновых кожухотрубных испарителях используют медные трубы с накатанными на их наружной поверхности ребрами. Обычно используют оребренные трубы, для которых коэффициент оребрения $\beta = 3{,}64$ (см. рис. I—2, *а*), и трубы с $\beta = 4{,}0$ (см. рис. I—2, *б*). Трубы образуют шахматный ромбический пучок с углом ромба 60°, перемычки между трубами в испарителях средней производительности составляют 5 мм.

В испарителях, используемых при температурах кипения выше —40° С, основные детали (обечайка, крышка, фланцы, трубные решетки) изготовлены из стали (см. табл. I—2). В испарителях ИТР-35Н и ИТРН-80, используемых в двухступенчатых холодильных установках с температурами кипения до —80°С, перечисленные выше детали аппарата изготовлены из легированной стали.

Из-за более высокой стоимости медных накатных труб по сравнению со стальными глад-

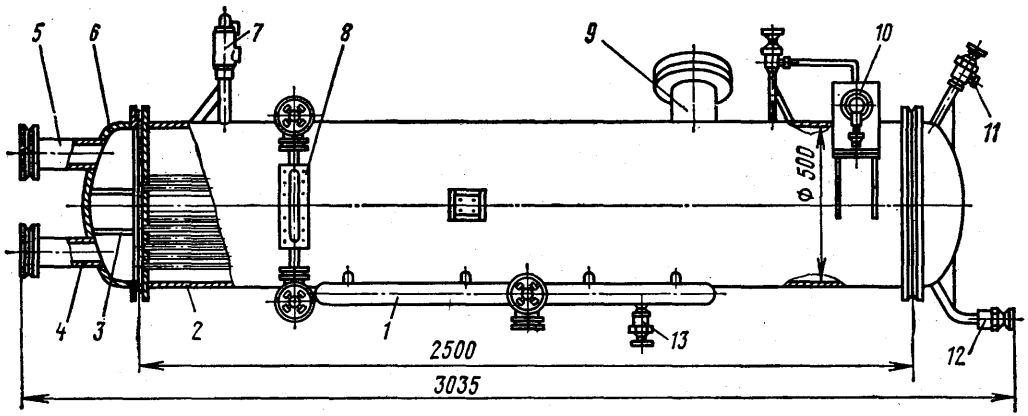


Рис. I—20. Фреоновый кожухотрубный испаритель затопленного типа:

1 — жидкостный коллектор; *2* — кожух; *3* — перегородки; *4, 5* — штуцера для входа и выхода рассола; *6* — крышка; *7* — предохранительный клапан; *8* — указатель уровня; *9* — штуцер для выхода холодильного агента; *10* — манометр; *11* — кран для спуска воздуха; *12* — вентиль для спуска рассола; *13* — вентиль для спуска масла

Таблица I-16 *Кожухотрубные горизонтальные фреоновые испарители затопленного типа*

Марка	Холодильный агент	Площадь наружной теплопередающей поверхности, м²	Число труб	Число горизонтальных рядов труб	Диаметр кожуха, мм	Длина кожуха, мм	Диаметр условного прохода штуцера, мм			Масса аппарата, кг
							всасывающего	жидкостного	рассольного	
ИТР-12	R12	12	70	9	325	1415	50	25	50	300
ИТР-18	R12	18	84	11	325	1665	50	32	50	360
ИТР-35	R12	35	145	14	426	1940	70	40	80	575
ИТР-50	R12	50	207	14	525	1985	80	50	80	870
ИТР-70	R12	70	249	18	530	2240	80	50	100	1250
ИТР-105	R12	100	237	16	600	3700	100	50	125	1650
ИТР-210	R12	200	484	23	800	3730	125	50	150	2988
ИТР-400	R12	400	920	28	1200	3870	125	65	200	6068
ИТР-65	R22	65	210	16	500	2435	100	32	80	1035
ИТРН-80	R22	77	218	13	600	3100	200	40	125	1400
ИТР-35Н	R22	35	123	10	500	3000	125	25	80	900

Примечание. Марка испарителя расшифровывается следующим образом: И — испаритель, Т — трубчатый, Р — ребристый, Н — низкотемпературный; цифры после букв — площадь наружной теплопередающей поверхности в м².

кими при проектировании фреоновых испарителей перепады температур целесообразно выбирать бо́льшими, чем при проектировании аммиачных.

Уровень заполнения межтрубного пространства жидкостью во фреоновых испарителях должен быть ниже, чем в аммиачных, так как при кипении фреона происходит вспенивание жидкости из-за наличия в ней растворенного масла. Оптимальная высота уровня зависит от плотности теплового потока или среднего температурного напора в аппарате Θ (при Θ = = 7°С), высота уровня составляет примерно 0,6 диаметра кожуха.)

Автоматическое питание фреоновых испарителей по уровню нежелательно: недостаточное заполнение испарителя приводит к резкому снижению производительности аппарата. Для создания оптимальных условий работы испарителя необходимо, чтобы перегрев выходящего пара не превышал 1,5°С.

Отсасывание из испарителя пара со степенью сухости, меньшей или равной 1, и последующая осушка его в регенеративном

теплообменнике обеспечивают частичный отвод масла из аппарата, что целесообразно при сильно меняющейся тепловой нагрузке испарителя.

При конструировании испарителей, а также при их эксплуатации необходимо учитывать влияние гидростатического давления столба жидкости на температуру кипения.

В качестве расчетной температуры кипения принимают $t'_0 = t_0 + \Delta t_0$, где t_0 — температура насыщения в паровой фазе, °С; Δt_0 — приращение температуры кипения в результате влияния гидростатического давления столба жидкого холодильного агента.

Значения Δt для аммиака, R12 и R22 при различных t_0 для столба жидкого холодильного агента высотой 1 м даны в табл. I—17.

Высоту столба жидкости принимают равной половине статического уровня жидкого холодильного агента; значения среднего приращения Δt_0 определяют по высоте столба жидкости путем линейной интерполяции данных табл. I—17.

Влияние гидростатического давления жидкости особенно заметно в том случае, когда давление в испарителе мало. В некоторых конструкциях это влияние уменьшено (например, в низкотемпературных испарителях конструкции Ш. Н. Кобулашвили).

Испаритель холодильной машины с центробежным компрессором, выпускаемый отечественной промышленностью, показан на рис. I—21. Теплопередающая поверхность такого аппарата образована медными оребренными трубами, собранными в плотный шахматный пучок с перемычками между трубами размером 4 мм. Трубами занята примерно половина трубной решетки, свободная часть кожуха используется для осушения и перегрева пара. Для создания необходимого перегрева пара на всасывании в компрессор хладоноситель подают в верхний патрубок; при этом в зоне перегрева пара температурный напор Θ становится максимальным.

Чтобы уменьшить унос капель жидкости вместе с паром, над пучком труб расположены сепараторы. Распределитель в нижней части аппарата создает условия для равномерного подвода парожидкостной смеси по всей его длине, что способствует турбулизации потока и улучшению процесса теплопередачи.

Коэффициенты теплопередачи $k_{вн}$ испарителей ИТР-1800 и ИТР-600, полученные при испытании агрегатов с центробежными компрессорами, работающими на R12, приведены на рис. I—22.

Для испарителей, работающих на R22, с медными оребренными трубами при концентрации масла $\xi = 10\%$, использовании в качестве хладоносителя раствора $CaCl_2$ плотностью при 15°С, равной 1,25 кг/л, значение $q_{Fвн}$ можно ориентировочно найти по табл. I—18.

Приведенные в табл. I—18 значения Θ_m и q_F рекомендуется уточнять на основании технико-экономического оптимизационного расчета для конкретных условий работы аппарата [20].

При использовании рассола меньшей концентрации значение q_F возрастает.

Тепловое сопротивление загрязнений после двух лет работы аппарата обычно составляет $0{,}2 \cdot 10^{-3}$ м² · К/Вт.

В результате испытаний гладкотрубных испарителей (ИКТ-20, ИКТ-40, ИКТ-90, ИКТ-35), работающих на R22, установлено, что в интервале температур t_0 от —40 до 5°С и q_F от 900 до 7000 Вт/м² скорость хладоносителя существенно влияет на k лишь при значениях ее, меньших 1,5 м/с; при значении w_s, большем 1,5 м/с, значение k определяется в основном тепловым сопротивлением со стороны холодильного агента. Из результатов испытаний испарителя ИКТ-90 следует, что в режиме кондиционирования при использовании в качестве хладоносителя воды вместо раствора $CaCl_2$ коэффициент теплопередачи при прочих равных условиях увеличивается на 10—40% (бо́льшие значения k относятся к бо́льшим тепловым нагрузкам). При испытании испарителя

Таблица I-17. *Влияние гидростатического давления столба жидкого холодильного агента высотой 1 м на температуру кипения*

Температура насыщения в паровой фазе t_0, °С	Приращение температуры кипения Δt_0, °С		
	Аммиак	R12	R22
+10	0,3	1,1	0,5
0	0,33	1,2	0,7
—10	0,4	1,6	0,9
—20	0,6	2,1	1,2
—30	0,9	3,3	1,7
—40	1,4	4,2	2,2
—50	2,6	6,5	3,5
—60	4,5	9,3	5,2
—70	6,6	13,5	8,6

Таблица I-18 *Значения плотности теплового потока $q_{F\,вн}$ (Вт/м²) во фреоновых испарителях типа ИТР-70 для R22 при $t_0 = -15 \div +5$°С*

Скорость хладоносителя w_s, м/с	Средний перепад температур Θ_m, °С		
	4	5	6
1,0	3300	4700	5700
1,5	4700	6400	7900

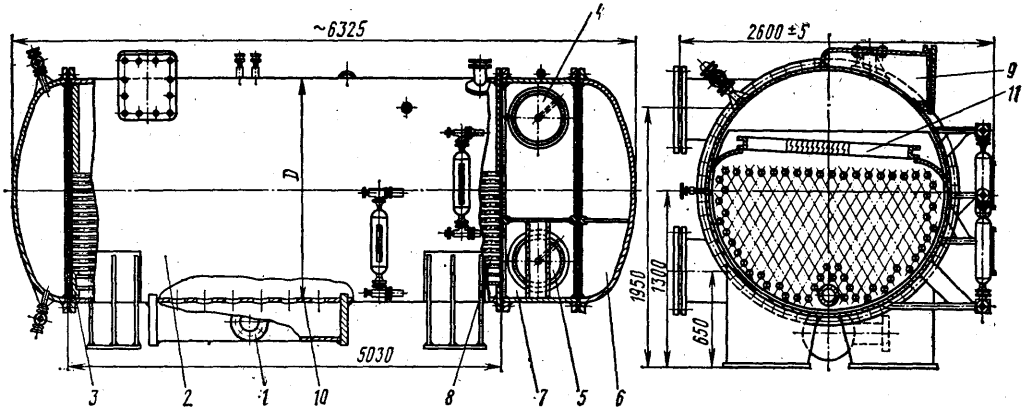


Рис. I—21. Фреоновый кожухотрубный испаритель для агрегата с центробежным компрессором:
1 — жидкостный коллектор; *2* — кожух; *3* — трубная решетка; *4, 5* — штуцера для входа и выхода рассола; *6* — крышка; *7* — рассольная камера; *8* — трубы; *9* — выход пара; *10* — распределитель парожидкостной смеси; *11* — сепаратор

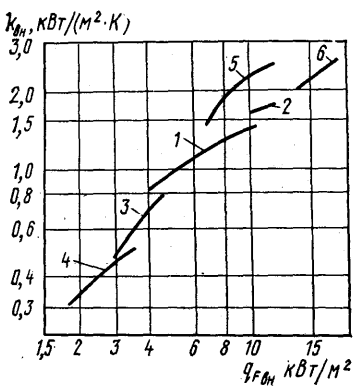


Рис. I—22. Коэффициенты теплопередачи фреоновых испарителей холодильных агрегатов с центробежными компрессорами:
1 — испаритель агрегата ХТМФ-235 при t_0=2°С, w_s=2,8 м/с (вода); *2* — испаритель агрегата ХТМФ-235 при t_0=2÷5°С, w_s=1,5 м/с (вода); *3* — испаритель агрегата ХТМФ-348 при t_0 от —25 до —17°С, w_s=1,7 м/с (раствор $CaCl_2$, ϱ_{15}=1,24 кг/л); *4* — испаритель агрегата ХМФУУБС-45 при w_s=1,85 м/с (вода); *5* — испаритель, работающий на R11; *6* — испаритель агрегата при t_0=2÷5°С, $\Delta t_{пер}$=3°С, w_s=2,2 м/с (вода)

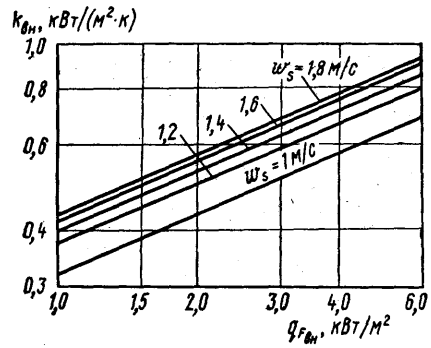


Рис. I—23. Коэффициенты теплопередачи кожухотрубных испарителей типа ИКТ, работающих на R22

ИКТ-40 получены данные о влиянии перегрева пара, выходящего из испарителя, на коэффициенты теплопередачи при q_F = 2500 и 3500 Вт/м². Оптимальным является такой режим работы испарителя, при котором перегрев пара не превышает 1° С; примерно таким же было влияние перегрева на коэффициенты теплопередачи испарителя ИКТ-90.

Коэффициенты теплопередачи кожухотрубных испарителей типа ИТГ, работающих на R22, в которых в качестве хладоносителя использован раствор $CaCl_2$ плотностью при 15°С 1,25 кг/л, в интервале температур кипения от —15 до 5°С могут быть описаны пучком прямых (рис. I—23). Для ориентировочных расчетов значения q_F можно взять из табл. I—19.

Опытные значения коэффициентов теплопередачи низкотемпературного испарителя ИТРН-80, работающего на R22 в области температур кипения от —80 до —50°С, представлены на рис. I—24. Скорость хладоносителя

Таблица I-19 *Средние значения плотности теплового потока $q_{F_{вн}}$ (Вт/м²) в гладкотрубных испарителях типа ИКТ, работающих на R22*

Скорость хладоносителя w_s, м/с	Средний температурный напор Θ_m, °С		
	4	5	6
1,0	1600	2300	3100
1,5	2300	3500	4600

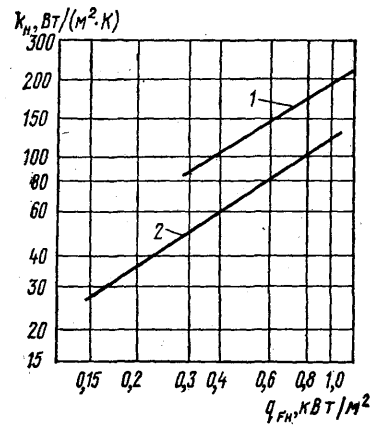


Рис. I—24. Коэффициенты теплопередачи низкотемпературного испарителя ИТРН-80, работающего на R22 при t_0 от —80 до —50° С:
1 — w_s=0,7÷1,0 м/с; *2* — w_s=0,4÷0,5 м/с

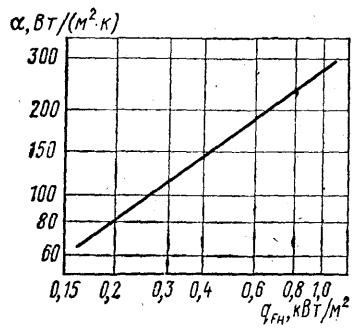


Рис. I—25. Коэффициенты теплоотдачи при кипении R22 в испарителе ИТРН-80

R30 в трубах 0,4—1,0 м/с. Коэффициенты теплоотдачи при кипении R22 в испарителе ИТРН-80, полученные по опытным значениям коэффициентов теплопередачи аппарата путем исключения теплового сопротивления на стороне хладоносителя, представлены на рис. I—25.

Кожухотрубные оросительные испарители

В кожухотрубных оросительных испарителях, как и в затопленных, хладоноситель проходит в трубах, а холодильный агент стекает по их наружной поверхности тонкой пленкой. Преимущества кожухотрубных оросительных испарителей по сравнению с затопленными следующие: не требуется большого количества холодильного агента для заполнения, высота столба жидкости в аппаратах мала, поэтому гидростатическое давление столба жидкости практически не влияет на их работу; интенсивность теплопередачи в этих аппаратах несколько выше, чем в затопленных (значения коэффициентов теплоотдачи при кипении холодильного агента в стекающей пленке больше, чем при кипении в большом объеме).

В работающем оросительном испарителе в отличие от затопленного нет свободного уровня жидкости, что делает целесообразным его использование в судовых холодильных установках. Коэффициент теплопередачи этих аппаратов при рабочих значениях плотности теплового потока почти не зависит от q_F и при постоянной скорости движения хладоносителя определяется в основном кратностью циркуляции орошающей жидкости (отношение количества жидкости, подаваемой на орошение, к количеству испаряющейся). Обычно кратность циркуляции составляет 4—5. Если часть теплопередающей поверхности кожухотрубного оросительного испарителя не смочена жидким холодильным агентом, то интенсивность теплопередачи существенно снижается, поэтому при конструировании аппаратов стремятся к равномерному орошению труб.

Жидкий холодильный агент для орошения труб подается с помощью встроенного насоса или инжектора. Недостатки конструкции со встроенным насосом — ее сложность, высокая стоимость оборудования, необходимость в постоянном расходе электроэнергии на привод насоса.

Кожухотрубными оросительными испарителями комплектуют холодильные машины с поршневыми и центробежными компрессорами. Аппараты этого типа, выпускаемые в США, работают на R11, R12, R113, R114.

Плотность теплового потока в кожухотрубных оросительных испарителях при ориентировочных расчетах принимают равной 3—3,5 кВт/м².

Испарители с кипением холодильного агента внутри труб

Кожухотрубные испарители. В кожухотрубных испарителях этого типа холодильный агент кипит внутри труб, а хладоноситель дви-

жется в межтрубном пространстве. В кожухе установлены перегородки, что позволяет получить относительно высокую скорость поперечного обтекания пучка труб хладоносителем ($w_s = 0{,}3 \div 0{,}8$ м/с). Возможны два конструктивных исполнения таких аппаратов: с U-образными трубами, закрепленными в одной трубной решетке (при этом исключаются температурные напряжения в трубах и создаются хорошие условия для разборки и сборки аппарата при ремонте); с прямыми трубами, закрепленными с обеих сторон в трубных решетках.

Широко применяют испарители из прямых труб, оребренных внутри. Трубы диаметром 20 × 1,5 мм, длиной 2; 2,5; 3 и 4 м изготовляют из меди. Внутри трубы запрессовывают восьми- или десятиканальный алюминиевый сердечник (рис. I—26). Закрепляют трубы в трубных решетках с обеих сторон аппарата.

Характеристики труб приведены ниже.

Наружный диаметр, мм	20	16
Внутренний диаметр, мм	17	14
Толщина стенки, мм	1,5	1,0
Число ребер (каналов)	10	8
Живое сечение, м²	$129{,}24 \cdot 10^{-6}$	$86{,}09 \cdot 10^{-6}$
Площадь наружной теплообменной поверхности участка трубы длиной 1м, м²	0,0628	0,05024
Площадь внутренней теплообменной поверхности участка трубы длиной 1м, м²	0,158	0,111
Коэффициент оребрения $\beta = F_{вн}/F_{он}$	2,52	2,21
Эквивалентный диаметр, мм	2,98	3,1
Масса участка трубы длиной 1м, кг	1,032	0,597

Испарители с кипением холодильного агента внутри труб позволяют получить низкие конечные температуры хладоносителя, не опасаясь его замерзания и возможного разрыва труб. Такие аппараты применяют в агрегатах для охлаждения воды до 1—2°С.

Преимущество таких испарителей, особенно в случае применения труб, оребренных внутри, — малая вместимость по холодильному агенту, в несколько раз меньше, чем в кожухотрубных затопленных испарителях. Вместе с тем малая тепловая инерционность аппарата, обусловленная малой вместимостью его по холодильном агенту, усложняет регулирование питания испарителя холодильным агентом. При недостаточном заполнении испарителя, когда температура выходящего пара выше температуры кипения, локальные (в паровой зоне) и средние по поверхности коэффициенты теплоотдачи холодильного агента резко

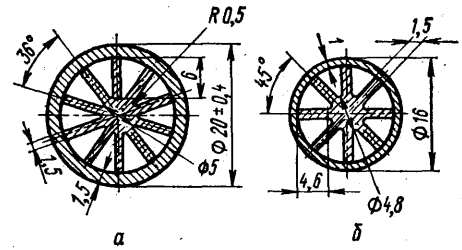


Рис. I-26. Сечение медно-алюминиевых фасонных труб наружным диаметром 20 мм (*а*) и 16 мм (*б*)

снижаются. С этой точки зрения заполнение испарителя должно быть таким, чтобы паросодержание холодильного агента на выходе из испарителя составляло 0,9—1. Однако для поддержания устойчивого режима работы холодильной машины с использованием приборов автоматики (ТРВ) практически необходимо иметь перегрев пара на выходе из испарителя, равный 2—3°С.

Конструкция кожухотрубного испарителя с кипением холодильного агента внутри труб приведена на рис. I—27. Теплопередающая поверхность этих испарителей выполнена из прямых медных труб диаметром 20 × 1,5 мм с внутренним оребрением (см. рис. I—26).

Трубы в аппаратах расположены по вершинам равностороннего треугольника с шагом 26 мм. Кожух аппарата, распределительная камера, торцевые крышки и трубные решетки выполнены из стали (см. табл. I—2). Эти испарители предназначены для работы в интервале температур кипения от —30 до 5°С; в качестве холодильных агентов используют R22, R12 и R502; в качестве хладоносителей — воду, водные растворы $CaCl_2$ (при pH от 6,5 до 9,5), этиленгликоль и другие низкозамерзающие жидкости, не вызывающие коррозии системы на стороне хладоносителя. В межтрубном пространстве аппаратов установлены перегородки, позволяющие создать скорость движения хладоносителя $w_s = 0{,}3 \div 0{,}8$ м/с.

Выполненное в работе [25] сравнение испарителей заполненного типа и с кипением холодильного агента внутри оребренных труб при $q_{F\,опт}$, основанное на техноэкономической оптимизации комплексной холодильной машины с винтовым компрессором и кожухотрубным конденсатором с гладкими трубами, привело к следующим выводам. При охлаждении воды (температура на выходе $t_{s2} = 6$°С) испаритель с внутритрубным кипением уступает испарителю с межтрубным кипением (затопленному) по затратам примерно на 8%, по металлоемкости — до 18%. При этом, однако, следует иметь в виду, что испаритель с

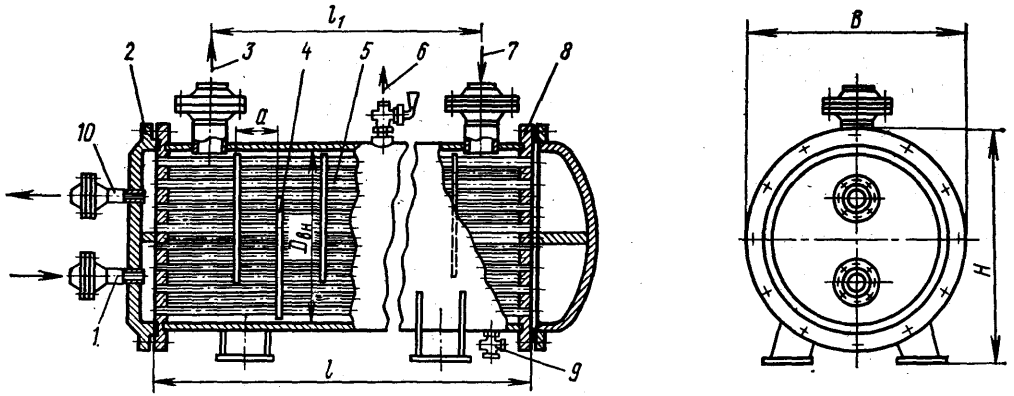


Рис. I—27. Кожухотрубный испаритель с прямыми трубами и кипением холодильного агента внутри труб:

1 — патрубок для входа холодильного агента; *2* — крышка; *3* — патрубок для выхода рассола; *4* — перегородки; *5* — кипятильные трубы; *6* — вентиль для продувки; *7* — патрубок для входа рассола; *8* — трубная решетка; *9* — вентиль для слива рассола; *10* — патрубок для выхода холодильного агента

внутритрубным кипением обеспечивает охлаждение воды до 2°С.

При охлаждении рассола (температура на выходе $t_{s2} = -30$°С) более эффективным будет испаритель с внутритрубным кипением: по затратам — в 1,58 раза, по удельной металлоемкости — в 1,83 раза.

В первом случае сказывается более высокая интенсивность теплоотдачи со стороны кипящего в межтрубном пространстве холодильного агента, во втором — более высокие коэффициенты теплоотдачи рассола при поперечном обтекании пучка труб.

Для условий работы машины, рассмотренных в [25], оптимальные значения режимных параметров приведены в табл. I—20. На практике, как правило, принимают более высокие значения Θ_m. Так, в испарителях ряда ведущих зарубежных фирм приняты температурные напоры $\Theta_m = 6 \div 8$°С для режима охлаждения воды.

Таблица I-20 *Оптимальные значения различных параметров*

Параметр	Испаритель с межтрубным кипением		Испаритель с внутритрубным кипением	
	$t_{s_2} = -6$°С	$t_{s2} = -30$°С	$t_{s2} = 6$°С	$t_{s2} = -30$°С
$q_{F_н}$, кВт/м²	6,31	1,132	3,980	1,554
$k_н$, кВт/(м²·К)	2,00	0,396	1,182	0,767
Θ_m, °С	3,15	2,86	2,17	2,02
w_s	2,01	1,76	1,23	1,32

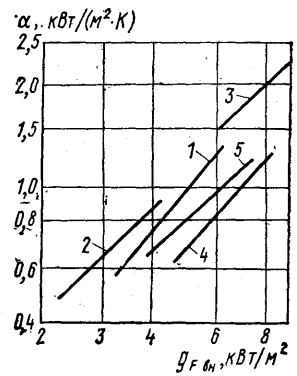


Рис. I—28. Коэффициенты теплоотдачи при кипении R22 в трубах с внутренним оребрением:

1 — пятиканальная труба; *2* и *3* — восьмиканальные трубы; *4* — гладкая труба; *5* — значения, рассчитанные по уравнению Бо-Пиерре для гладкой трубы

Результаты исследования теплопередачи испарителей, в которых используются трубы с внутренним оребрением, приведены на рис. I—28. Аппараты выполнены двухходовыми по фреону, для прохода охлаждаемой воды сделаны 20 перегородок. Основные опыты проведены при t_0 от —5 до 2° С. Плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности труб, $q_{F_{вн}} = 2300 \div 11000$ Вт/м² при среднем температурном напоре $\Theta_m = 8 \div 10$°С и средней скорости воды 0,6 — 1,0 м/с. Более высокие значения коэффициен-

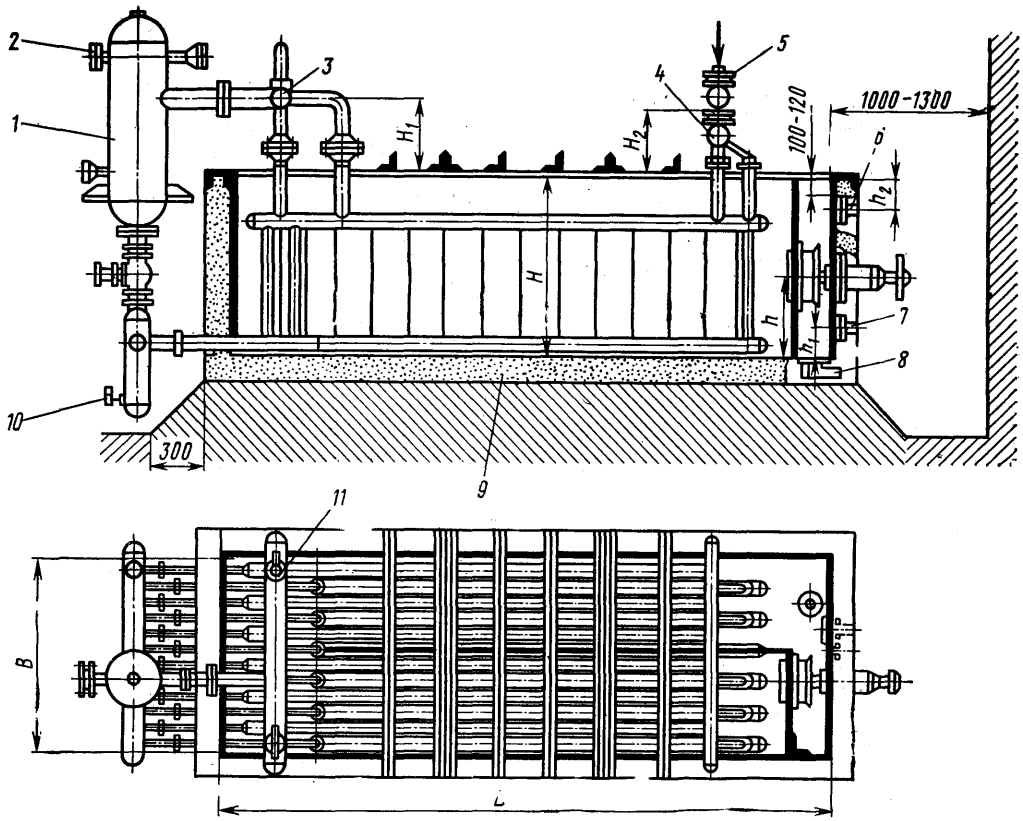


Рис. I—29. Испаритель аммиачный панельный открытого типа:

1 — отделитель жидкости; *2* — патрубок для выхода паров аммиака; *3* — сборный коллектор; *4* — распределительный коллектор; *5* — патрубок для входа жидкого аммиака; *6* — перелив рассола; *7* — патрубок для выхода рассола; *8* — спуск рассола; *9* — изоляция; *10* — вентиль для спуска масла; *11* — автоматический предохранительный клапан

тов теплоотдачи $\alpha_а$ получены для труб с восьмиканальным оребрением, меньшие значения — для гладких. В испарителях с U-образными гладкими трубами интенсивность теплоотдачи ниже.

В результате испытаний испарителя ИФ-50 с внутритрубным кипением R22 при массовой концентрации масла 0,8—1,5%, массовой скорости холодильного агента 40—130 кг/(м²·с) и скорости хладоносителя 0,65—0,69 м/с получены следующие результаты:

при охлаждении воды в режимах с $t_0 = 5 \div -5°C$ коэффициент теплопередачи $k_н = 0{,}95 \div 1{,}60$ кВт/(м² · К) в интервале $q_{Fн}$ от 6,6 до 8,6 кВт/м²;

при охлаждении рассола $CaCl_2$ в режимах с $t_0 = -30°C$ коэффициент теплопередачи $k_н = 0{,}55 \div 0{,}95$ кВт/(м² · К) в интервале $q_{Fн} = 2{,}9$—6,6 кВт/м².

В этих же испытаниях получено, что при изменении $(\omega\rho)_а$ от ~40 до 130 кг/(м² · с) сопротивление аппарата по холодильному агенту, отнесенное к 1 м длины трубы, составляет 3,9 — 7,1 кПа/м. Авторы [20] рекомендуют в качестве предельных скоростей холодильного агента $(\omega\rho)_а = 100 \div 130$ кг/(м² · с). При этом t_0 понижалась на 1,5—2° С.

Вертикальнотрубные испарители. Вертикальнотрубный испаритель представляет собой бак с рассолом, в который погружена испарительная система. Испарительная система состоит из одной или нескольких секций, соединенных между собой параллельно. Секция образована короткими вертикальными испарительными трубами, объединенными вверху и внизу горизонтальными коллекторами. В нескольких местах по длине секций верхний и нижний горизонтальные коллекторы соедине-

ны между собой вертикальными стояками, диаметр которых больше диаметра испарительных труб.

В результате интенсивной внутренней циркуляции холодильного агента в секциях обеспечиваются высокие коэффициенты теплоотдачи на стороне кипящего аммиака [44].

Вертикальнотрубные испарители марки ИА имеют площадь поверхности от 20 до 320 м².

Вертикальнотрубные испарители характеризуются достаточно высокой интенсивностью теплообмена. При работе таких испарителей можно не опасаться замерзания хладоносителя. Недостатками этих аппаратов являются большой расход бесшовных труб, требуемых для их изготовления, и значительный объем сложных сварочных работ. Кроме того, открытая система циркуляции хладоносителя вследствие его аэрации вызывает сильную коррозию труб.

Панельные испарители. Панельный испаритель (рис. I—29) представляет собой прямоугольный металлический или железобетонный бак, в который помещены испарительные секции панельного типа и мешалка, создающая циркуляцию хладоносителя. Каждая секция состоит из двух горизонтальных коллекторов диаметром 32 × 3,5 и 57 × 3,5 мм и двух вертикальных стояков диаметром 23 × × 2,5 мм, образующих прямоугольную раму с вваренными в нее штампованными сварными панелями.

Холодильный агент кипит в нижнем коллекторе и вертикальных каналах панелей. Перемычки между каналами также участвуют в теплообмене, играя роль ребер; внешняя поверхность панели омывается хладоносителем.

Преимущества панельных аппаратов по сравнению с вертикальнотрубными следующие: масса панельных аппаратов на 25—30% меньше, трудоемкость их изготовления ниже, расход бесшовных труб, стоимость которых почти втрое выше стоимости листового металла, в 5—6 раз ниже, вместимость аппарата по холодильному агенту меньше, что позволяет уменьшить объем ресиверов. Интенсивность внутренней циркуляции в этих аппаратах несколько ниже, чем в вертикальнотрубных.

Технические характеристики испарителей приведены в табл. I—21.

Опытные значения коэффициентов теплопередачи панельного испарителя после 400 ч работы составляют 520—580 Вт/(м² · К) при $q_F = 2{,}3 \div 3{,}5$ кВт/м² и средней скорости рассола ($CaCl_2$), $\rho_{15} = 1{,}22$ кг/л) $w_s \approx 0{,}55$ м/с. При использовании воды в качестве хладоносителя коэффициенты теплопередачи выше в среднем на 20% [39].

Пластинчатые испарители. По конструктивному исполнению пластинчатые испарители типа ИПЛ [31] аналогичны пластинчатым конденсаторам. Для интенсификации теплообмена в испарителях целесообразно использовать каналы смешанного типа: сетчато-поточные с шириной зазора $\delta = 4 \div 5$ мм со стороны хладоносителя и ленточно-поточные с $\delta = 1 \div 2$ мм со стороны холодильного агента. Такие каналы получают путем соответствующей компоновки пластин с гофрами «в ёлку».

Во фреоновых пластинчатых испарителях с каналами сетчато-поточного типа при $t_0 = -20°$ С, $\Theta_m = 5°$С и скорости хладоносите-

Таблица I-21 *Панельные аммиачные испарители открытого типа*

Показатели	40 ИП	60 ИП	90 ИП	120 ИП	180 ИП	240 ИП	320 ИП
Площадь поверхности, м²	40	60	90	120	180	240	320
Количество секций	8·5	12·5	18·5	12·10	18·10	24·10	32·10
Основные размеры бака, мм							
L	3470	3670	3670	6100	6100	6100	6100
B	735	1060	1045	1115	1625	2135	2815
H	1050	1050	1050	1200	1200	1200	1200
Диаметр условного прохода							
штуцера для выхода рассола	100	100	150	200	250	250	300
штуцеров аммиачных							
для выхода аммиака	65	100	100	150	150	200	200
» входа аммиака	20	20	20	40	40	40	40
Вместимость по аммиаку, м³	0,223	0,332	0,497	0,501	0,744	1,008	1,34
Масса испарителя, кг	1500	2180	3000	4000	5530	7120	9440

Примечание. Марка испарителя расшифровывается следующим образом: И — испаритель, П — панельный; цифры перед буквами — площадь наружной поверхности.

ля ($CaCl_2$) $w_s = 0{,}4 \div 0{,}6$ м/с при кипении чистых холодильных агентов коэффициенты теплопередачи составляют 1440—1600 Вт/(м² · К), а при $t_0 = 0°$ С — 1500 — 1800 Вт/(м² · К) (данные получены при испытаниях моделей испарителей [20]).

При одинаковых затратах мощности на подачу хладоносителя металлоемкость испарителей типа ИПЛ примерно в 1,5—3,5 раза меньше, а компактность — в 2—4 раза больше, чем в кожухотрубных испарителях.

Для ИПЛ рекомендуются следующие режимные параметры: скорость хладоносителя $w_s = 0{,}4 \div 0{,}5$ м/с, кратность циркуляции чистого холодильного агента $h = 1$, маслофреоновой смеси $h = 2 \div 3$.

Для обеспечения высоких коэффициентов теплоотдачи при кипении хладагента рекомендуется подавать его в испаритель непосредственно после ТРВ ($x_1 = 0{,}1 \div 0{,}15$) и не допускать перегрева на выходе ($x_2 = 0{,}95 \div 0{,}98$).

Особенности теплового расчета испарителей

Холодопроизводительность испарителя определяется количеством теплоты $Q_0^{нт}$, которое хладоноситель должен отвести от охлаждаемого объекта. С учетом теплопритоков на пути движения хладоносителя между охлаждаемым объектом и испарителем, теплового эквивалента работы, затрачиваемой на циркуляцию хладоносителя, и теплопритоков через наружную поверхность испарителя площадь поверхности испарителя определяют по $Q_0 = 1{,}1 \div 1{,}2\ Q_0^{нт}$. Меньшие значения числового коэффициента относятся к бóльшим значениям $Q_0^{нт}$.

Из уравнения теплового баланса по величине Q_0, разности энтальпий холодильного агента и температур хладоносителя на входе в испаритель и на выходе из него определяют G_a и G_s.

Таблица I-22 *Условия работы аммиачных испарителей*

Показатели	Испарители	
	кожухотрубные	панельные
t_0, °С	—30; —15	—30; —15
Δt_s, °С	2—4	2—3
Q_m, °С	5	4
w_s, м/с	1—2,5	0,4—0,5

Ориентировочные значения перепадов температур и скоростей хладоносителей, которыми можно руководствоваться при расчетах испарителей, приведены в табл. I—22 и I—23. Эти данные основаны на литературных источниках и результатах испытаний промышленных аппаратов. Более обоснованно значения Θ_m и w_s могут быть найдены на основе технико-экономического анализа.

Задача проектного расчета — определение площади поверхности испарителя, которая находится из уравнения

$$F = Q_0/k_F\ \Theta_m \text{ или } F = Q_0/q_F\ .$$

Средний температурный напор для кожухотрубных испарителей находят по формуле

$$\Theta_m = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\ln \dfrac{t_{s1} - t_0}{t_{s2} - t_0}}\ .$$

Здесь t_{s1} и t_{s2} — температуры рассола на входе в испаритель и на выходе из него; t_0 — температура кипения; в вертикальнотрубных и панельных испарителях; благодаря интенсивной рециркуляции хладоносителя его средняя температура практически равна температуре на выходе из бака t_{s2}, и поэтому для таких испарителей средняя разность температур $\Theta_m = t_{s2} - t_0$. Коэффициент теплопередачи,

Таблица I-23 *Условия работы фреоновых испарителей типа ИТР*

t_0, °С	Хладоноситель	Затопленные			С кипением в трубах		
		Δt_s, °С	Θ_m, °С	w_s, м/с	Δt_s, °С	Θ_m, °С	w_s, м/с
5	Вода	3,5—4,5	5—8	1,7—2,2	2—5	4—7	0,8—1,2
—15	Раствор $CaCl_2$, этиленгликоль	4,5—5,5	5—8	1,4—2,0	2—5	4—7	0,6—1,2
—35	Раствор $CaCl_2$, этиленгликоль, фреон-30	4,5—5,5	5—8	1,2—1,8	2—5	3—6	0,5—1,2

отнесенный к поверхности хладоносителя, определяют по формуле

$$k_{F_s} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + R_м\right)\frac{F_s}{F_a} + \left(\frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} + R_1\right)\frac{F_s}{F_{тр}} + \frac{1}{\alpha_s}}. \quad \text{(I—23)}$$

Здесь F_s и α_s — соответственно площадь поверхности и коэффициент теплоотдачи со стороны хладоносителя; F_a и α_a — площадь поверхности и коэффициент теплоотдачи со стороны холодильного агента; $\delta_{тр}$, $\lambda_{тр}$, $F_{тр}$ — толщина стенки, теплопроводность материала и площадь поверхности трубы; $R_м$ — тепловое сопротивление слоя масла; R_1 — тепловое сопротивление загрязнений со стороны хладоносителя.

В сумме $R_1 + R_м = R_{заг}$. Для испарителей с оребрением труб на стороне холодильного агента отношение $F_a/F_s = \beta$; для гладкотрубных — отношению соответствующих диаметров гладкой трубы.

Коэффициент теплоотдачи α_a зависит от температурного напора между стенкой, на которой кипит холодильный агент, и температурой кипения, этот напор в свою очередь зависит от k, Θ_m, $R_{заг}$, t_0, α_s и в начале расчета является неизвестным. Поэтому нахождение k и α осуществляется методом последовательных приближений с использованием формулы (I—23), уравнения для определения α_a, которое всегда может быть приведено к виду $\alpha_a = f(\Theta_a)$, и условий стационарности процесса:

$$\Theta_m = \Theta_a + \Theta_s$$

или

$$k_{F_s}\Theta_m = \frac{\Theta_a}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + R_м\right)\frac{F_s}{F_a}} = \frac{\Theta_s}{\left(\frac{1}{\alpha_s} + R_1\right)}. \quad \text{(I—24)}$$

Задаваясь Θ_a, с учётом того, что $0 < \Theta_a < \Theta_m$, и приближенных значений частных тепловых сопротивлений, стоящих в знаменателе формулы (I—24), определяем по соответствующему уравнению α_a, а затем k — по уравнению (I—23). После этого проверяем правильность заданного Θ_a по формуле (I—24).

Реализация метода последовательных приближений может быть осуществлена на ЭВМ либо ручным счетом.

Площадь поверхности теплообмена может быть также найдена из уравнения (I—24). Для определения q_F применяется метод последовательных приближений либо графоаналитический [39].

Площадь оребренной поверхности теплообмена со стороны холодильного агента F_a и отнесенный к ней коэффициент теплопередачи находят как

$$F_a = F_s\beta;\ k_{F_a} = k_{F_s}\frac{F_s}{F_a} = k_{F_s}/\beta.$$

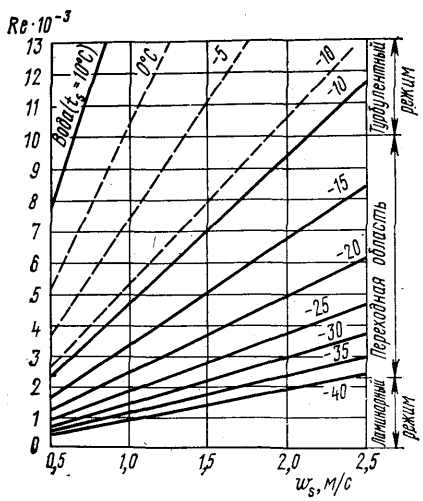
Расчет кожухотрубных испарителей с межтрубным кипением. Формулы для расчета α_a и α_s приведены в [40].

Для упрощения расчета коэффициента теплоотдачи со стороны хладоносителя, движущегося внутри труб с $d_{вн} = 19$ мм, можно пользоваться значениями $\mathrm{Re} = f(w_s)$ (рис. I—30). Для других диаметров $\mathrm{Re}_d = \mathrm{Re}_{19}d/19$.

Для фреоновых затопленных испарителей со стальными трубами при работе на рассоле $CaCl_2$ сумма тепловых сопротивлений загрязнений составляет $(0{,}3 \div 0{,}4)10^{-3}$ м² · К/Вт. Для испарителя с медными накатными трубами, по данным испытаний, эта величина составляет $0{,}2 \cdot 10^{-3}$ м² · К/Вт. Тепловые сопротивления загрязнений в аммиачных испарителях можно принимать равными $(0{,}7 \div 0{,}9)\ 10^{-3}$ м² · К/Вт [39, 44].

В случае осуществления перегрева паров холодильного агента непосредственно в самом испарителе необходимо наличие дополнительной поверхности теплообмена, площадь которой определяют следующим образом.

Рис. I—30. Значения числа Re для хладоносителей при протекании в трубах с внутренним диаметром 19 мм; сплошными линиями показаны значения Re для раствора $CaCl_2$, пунктиром — для раствора NaCl



По значениям площади поверхности $F_s = F_и$ и $q_{Fн}$, найденным описанным выше методом, для зоны кипения определяют ориентировочно диаметр кожуха испарителя, общее число труб и среднее число вертикальных рядов труб $z_{ср}$ в зоне кипения. Далее определяют дополнительную площадь поверхности $F_{пг}$, необходимую для создания перегрева, по формулам [14]:

$$F_{пг} = F_и (П/100); \qquad (I—25)$$

$$П = -\left[230\, c'_р\, q^{0,38}_{F_н} / (A_1 A_2 \Delta i) \right] \lg (1 - \varepsilon_{пг}). \qquad (I—26)$$

Здесь $П$ — дополнительная доля поверхности на создание перегрева (в процентах от площади основной поверхности испарителя $F_и$, на которой происходит только процесс кипения холодильного агента); $c''_р$ — удельная теплоемкость насыщенных паров холодильного агента, кДж/(кг · К); Δi — разность энтальпий сухого насыщенного пара и парожидкостной смеси, поступающей в испаритель, кДж/кг; A_1 — коэффициент, зависящий от вида холодильного агента и типа поверхности испарителя (для аммиака, кипящего на гладких трубах, $A_1 = 0{,}16$; для фреонов R12 и R22 при кипении на оребренных трубах $A_1 = 0{,}21$).

Значения коэффициентов A_2 определяют по табл. I—24, где среднее число рядов труб по вертикали в зоне кипения определяется из выражения $z_{ср} = n/n_1$. Здесь n — общее число труб в зоне кипения; n_1 — среднее число труб в одном ряду в зоне перегрева (в начале расчета принимают ориентировочно равным числу рядов труб в верхнем ряду с последующим уточнением).

Температурный коэффициент зоны перегрева $\varepsilon_{пг}$ определяют из выражений:

при верхней подаче холодильного агента в испаритель

$$\varepsilon_{пг} = \Delta t_{пг}/(t_{s1} - t_0);$$

при нижней подаче холодильного агента в испаритель

$$\varepsilon_{пг} = \Delta t_{пг}/(t_{s2} - t_0).$$

Здесь $\Delta t_{пг}$ — перегрев паров относительно насыщенного состояния, °С.

При верхней подаче хладоносителя площадь поверхности перегрева существенно меньше, чем при нижней. Вычисленное значение $П$ рекомендуется увеличить на 2%, для того чтобы учесть наличие капель холодильного агента на поверхности перегрева [14].

Гидравлические сопротивления в затопленных испарителях можно рассчитывать по рекомендациям, приведенным в [40].

Расчет испарителей с внутритрубным кипением. При расчете испарителей с кипением холодильного агента в трубах с внутренним оребрением формула (I—23) для коэффициента теплопередачи, отнесенного к наружной поверхности (сторона хладоносителя), может быть представлена в виде

$$k_{F_s} = k_н = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{пр.а}\,\beta} + \Sigma R + \dfrac{1}{\alpha_s}}. \qquad (I—27)$$

Здесь $\beta = F_а/F_s = F_{вн}/F_н$ — коэффициент оребрения; $\alpha_{пр.а}$ — коэффициент теплоотдачи кипящего холодильного агента, отнесенный к полной внутренней (оребренной) поверхности трубы; α_s — коэффициент теплоотдачи хладоносителя, отнесенный к наружной поверхности труб.

В испарителях с кипением холодильного агента внутри гладких труб при расчете $k_н$ по формуле (I—27) $\alpha_{пр.а} = \alpha_а$, $\beta = d_{вн}/d_н$. Сумма тепловых сопротивлений стенки трубы и загрязнений принимается: $\Sigma R = 0{,}17 \times \times 10^{-3}$ м² · К/Вт;

Формулы для расчета коэффициента теплоотдачи хладагентов, кипящих внутри гладких труб при полном и неполном испарении, приведены в [20, 40].

Приведенный коэффициент теплоотдачи [Вт/(м² · К)] при кипении R22 ($x_2 = 1$) для внутриоребренных восьми- и десятиканальных труб можно определить по формуле [17]

$$\alpha_{пр.а} = 100\,(w\rho)^{0,7} \left(\frac{1}{d_{экв}}\right)^{-0,1} \left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{0,4} \qquad (I—28)$$

Таблица I-24 *Значения коэффициента* A_2

Число рядов труб по вертикали $z_{ср}$	$t_0 = 5$°С	$t_0 = -15$°С	$t_0 = -30$°С
10	0,92(0,78)/0,82	0,78 (0,69)/0,76	0,75(0,65)/0,73
20	1,35(1,15)/1,25	1,20 (1,0)/1,16	1,15(0,97)/1,12
30	1,70(1,55)/1,55	1,5 (1,25)/1,50	1,48 (1,23)/1,48

Примечание. В числителе для аммиака для труб диаметром 25×2 мм (и труб диаметром 38×3 мм), в знаменателе — для R12 и R22.

для $w\rho = 90 \div 200$ кг/(м² · с) и $q_{F_{вн}} \leqslant 10000$ Вт/м² или по формуле

$$\alpha_{пр.а} = 20\, q_{F_{вн}}^{0,6} \left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{0,3} \qquad (I—29)$$

для $q_{F_{вн}} > 10000$ Вт/м².

При расчете гладкотрубных испарителей средний коэффициент теплоотдачи при внутритрубном кипении холодильного агента можно определить по формуле [39, 40].

$$\alpha_а = 2{,}69\, q_{F_{вн}}^{0,6} \left(\frac{w\rho}{d_{вн}}\right)^{0,2} \left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{0,343}, \qquad (I—30)$$

где p_0, $p_{кр}$ — давление соответственно насыщенных паров в испарителе и критическое, кПа.

При определении Θ_m в испарителях с внутритрубным кипением в качестве температуры кипения следует принимать среднюю величину из значений ее на входе t_{o1} и на выходе t_{o2} из аппарата. Изменение температуры кипения $\delta t_0 = t_{o1} - t_{o2}$ соответствует изменению давления в аппарате из-за гидравлического сопротивления Δp при движении двухфазного потока хладагента в трубах. Рекомендации по определению приведены ниже.

При осуществлении перегрева пара в испарителе с оребрением внутренней поверхности площадь теплообменной поверхности определяется из формулы

$$F_{вн} = (Q/k_{вн}\Theta_m)\, k_1 k_2. \qquad (I—31)$$

Здесь k_1 — коэффициент, учитывающий необходимость дополнительной поверхности для ликвидации неравномерности распределения холодильного агента в трубках испарителя; k_2 — коэффициент, учитывающий необходимость использования дополнительной поверхности на создание перегрева паров холодильного агента в испарителе.

Значения коэффициентов k_1 и k_2 определяют по формулам:

$$k_1 = 1 + \frac{1{,}12\, x_{вх}}{1 - x_{вх}}; \qquad (I—32)$$

$$k_2 = 1 - \frac{c_{p пг}\, \theta_m}{r\,(1 - x_{вх})} \ln\left(1 - \frac{\Delta t_{пг}}{t_{s1} - t_{o.ср}}\right)^{\frac{k_{вн}}{k_{пг}}}. \qquad (I—33)$$

Здесь $x_{вх}$ — паросодержание холодильного агента на входе в испаритель; $c_{p пг}$ — удельная теплоемкость перегретого пара, кДж/(кг · К); r — скрытая теплота парообразования насыщенного холодильного агента, кДж/кг; $\Delta t_{пг}$ — перегрев паров холодильного агента относительно состояния насыщения, К; t_{s1}, $t_{oср}$ — соответственно температура хладоносителя на входе в испаритель и средняя температура кипения холодильного агента, °С; $k_{пг}$ — коэффициент теплопередачи в зоне перегрева, отнесенный к внутренней оребренной поверхности, Вт/(м² · К);

$$k_{пг} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{пг}} + \beta\left(\Sigma R_{заг} + \frac{1}{\alpha_s}\right)}.$$

Здесь коэффициент теплоотдачи перегретого пара $\alpha_{пг}$ определяется по формулам для конвективного теплообмена однофазных сред [40].

Общее гидравлическое сопротивление в испарителе с внутритрубным кипением определяется суммой потерь давлений (Па) на трение парожидкостной смеси $\Delta p_{тр.н}$, потерь на трение перегретых паров $\Delta p_{тр.п}$, потерь на ускорение потока $\Delta p_у$ и потерь от местных сопротивлений $\Delta p_м$:

$$\Delta p_{тр.н} = \frac{3164}{\mathrm{Re}^{0,25}} \frac{(w\rho)^2}{2\rho''} \frac{l_н}{d_{вн}} \psi_{тр}; \qquad (I—34)$$

$$\Delta p_у = (w\rho)^2/\rho''; \qquad (I—35)$$

$$\Delta p_{тр.п} = \frac{3164}{\mathrm{Re}_{п.г}^{0,25}} \frac{(w\rho)^2}{2\rho_{пг}''} \frac{l_п}{d_{вн}}; \qquad (I—36)$$

$$\Delta p_м \cong (0{,}5 \div 1)\,(\Delta p_{тр.н} + \Delta p_{тр.п}). \qquad (I—37)$$

Здесь ρ'', $\rho_{пг}$ — плотность пара, соответственно насыщенного и в зоне перегрева, кг/м³; $l_н$, $l_п$ — длина шланга в зоне насыщения и в зоне перегрева; $\psi_{тр}$ — коэффициент, учитывающий наличие двух фаз в потоке. Для случая полного испарения холодильного агента

$$\psi_{тр} = 0{,}236 \cdot 10^6 p_0,$$

где p_0 — давление кипения холодильного агента, Па.

Коэффициент теплоотдачи со стороны хладоносителя при продольно-поперечном обтекании труб в кожухотрубных аппаратах с сегментными перегородками может быть определен по формуле [20]

$$\mathrm{Nu} = C\, \mathrm{Re}_{s,\, d_{экв}}^{0,67}\, \mathrm{Pr}_s^{0,33},$$

где $C = 0{,}062$ для $a/D_{вн} = 0{,}2$; $C = 0{,}079$ для $a/D_{вн} = 0{,}6$ (см. рис. I—26).

Здесь

$$d_{экв} = (D^2 - nd^2)/(D + nd),$$

где n — число труб испарителя; d = наружный диаметр труб.

Таблица 1-25 *Значения коэффициента ξ в уравнении (1-38)*

a	Диаметр кожуха D, мм	Re						
		100	500	1000	5000	10000	50000	100000
$a=$	200	0,15	0,080	0,066	0,052	0,048	0,038	0,034
$=0,2D$	400	0,20	0,096	0,082	0,066	0,058	0,047	0,042
	⩾600	0,24	0,12	0,095	0,077	0,068	0,054	0,048
$a=D$	200	0,73	0,40	0,34	0,30	0,28	0,24	0,22
	400	0,90	0,47	0,40	0,34	0,30	0,26	0,24
	600	1,2	0,62	0,52	0,42	0,39	0,32	0,30
	⩾1000	1,55	0,75	0,63	0,50	0,46	0,38	0,35

Скорость w_s в числе Re относится к максимальному сечению межтрубного пространства площадью f:

$$f = D[1 - (d/s_т)]\,a,$$

где $s_т$ — шаг труб по горизонтали.

Гидравлическое сопротивление хладоносителя при продольно-поперечном обтекании им пучка труб в кожухотрубных испарителях с сегментными перегородками можно рассчитать по уравнению [20]

$$\Delta p = \xi z\,(D/d_{экв})w_s^2\,\rho/2. \qquad (I—38)$$

Общий коэффициент местного сопротивления ξ является функцией числа Re, а также величин a и D (табл. I—25).

Методика теплового и гидродинамического расчета испарителей с внутритрубным кипением приведена в [25], данные по потерям давления — в [22]

ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ И ОХЛАЖДАЮЩИЕ БАТАРЕИ

Воздухоохладители и охлаждающие батареи — это теплообменные аппараты, предназначенные для охлаждения воздуха в камерах.

В воздухоохладителях движение охлаждаемого воздуха принудительное; охлаждение

Таблица 1-26 *Условия применения воздухоохладителей*

Тип	Область применения	Параметры воздуха перед воздухоохладителем			Тепловлажностное отношение в помещении $\varepsilon \cdot 10^{-3}$, кДж/кг	Вид конденсата	Осушающее действие
		температура t_1, °С	относительная влажность φ_1	температура точки росы $t_{росы}$, °С			
Высокотемпературные	Установки для комфортного кондиционирования воздуха	20—30	0,4—0,6	6—20	5—15	Роса	Большое
	Установки для технологического кондиционирования воздуха в мясной и молочной промышленности	10—15	0,7—0,9	5—13	2—10	»	То же
	Камеры хранения охлажденных продуктов	—5÷+5	0,8—0,9	—7,5÷+3	4—20	Иней	Малое
Низкотемпературные	Камеры хранения мороженых продуктов и морозильные камеры	—18÷—30	0,9—0,95	—	10—30	»	»
	Низкотемпературные установки	—50÷—80	—	—	—	»	»

воздуха с помощью батарей осуществляется при естественной его циркуляции.

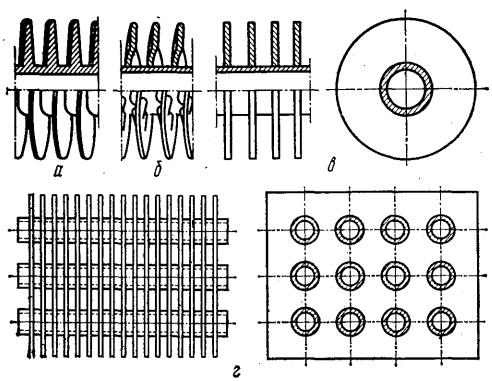
Различают воздухоохладители поверхностные и контактные. В поверхностных воздухоохладителях теплообмен между воздухом и холодильным агентом или хладоносителем осуществляется через металлическую поверхность (обычно ребристую), а в контактных — путем непосредственного контакта воздуха и хладоносителя. Охлаждающие батареи могут быть только поверхностными. У поверхностных воздухоохладителей и батарей внутренняя поверхность охлаждается холодильным агентом (непосредственное охлаждение) либо хладоносителем. Поверхностные воздухоохладители могут быть выполнены с орошением их наружной поверхности хладоносителем. Такие воздухоохладители называют смешанными.

По условиям применения (табл. I—26) воздухоохладители разделяют на высокотемпературные (с выпадением влаги в виде росы) и низкотемпературные (с выпадением влаги в виде инея). В высокотемпературных воздухоохладителях шаг ребер выбирают в пределах 2—4 мм, а в низкотемпературных — 5—8 мм при автоматическом оттаивании инея и 10—15 мм при ручном. В батареях без автоматического оттаивания инея шаг ребер рекомендуется выбирать в пределах 20—30 мм.

Поверхностные воздухоохладители

Общие сведения. Поверхностные воздухоохладители выполняют, как правило, из оребренных трубок. Ребра бывают монолитные и насадные. В конструкциях с монолитными ребрами трубка и ребра образованы из цельного куска металла и изготовлены методом литья или путем выдавливания ребер из стенок трубки и накатки ее по спирали (рис. I—31, *а*). Насадные ребра изготовляют отдельно от трубок (часто из другого металла) и плотно насаживают на них. Наиболее распространенными типами насадных ребер являются навивные (рис. I—31, *б*) и пластинчатые (см. рис. I—31, *г*). Круглые или квадратные (рис. I—31, *в*) насадные ребра применяют редко из-за их малой технологичности.

Рис. I—31. Различные типы ребер:
а — накатные; *б* — навивные; *в* — плоские круглые; *г* — пластинчатые



Для создания надежного контакта между трубкой и ребром и для защиты поверхности от коррозии применяют металлическое покрытие собранной поверхности горячим, или гальваническим способом. Навивные ребра прижимают к трубкам путем натяга при навивке, а пластинчатые — путем раздачи трубок механическим или гидравлическим способами.

Более подробно ребристые поверхности рассмотрены ниже в разделах, посвященных воздухоохладителям конкретных типов.

Конструктивные характеристики ребристой поверхности воздухоохладителя. Основными характеристиками являются:

F — площадь наружной (омываемой воздухом) поверхности теплообмена, к которой относят все расчетные коэффициенты, кроме внутреннего коэффициента теплоотдачи;

$f_ж$ — суженное («живое») сечение для прохода воздуха между трубками и ребрами;

$f_ф$ — фронтальное сечение для прохода воздуха непосредственно перед поверхностью теплообмена;

$ж = f_ж/f_ф$ — коэффициент живого сечения;

V — объем ребристой поверхности;

G — масса ребристой поверхности;

$F_V = F/V$ — отношение площади поверхности теплообмена к ее объему (рис. I—32);

$G_F = G/F$ — отношение массы ребристой поверхности к площади поверхности теплообмена (рис. I—33);

$\beta = F/F_a$ — коэффициент оребрения β, равный отношению площадей наружной F и внутренней F_a поверхностей (рис. I—33).

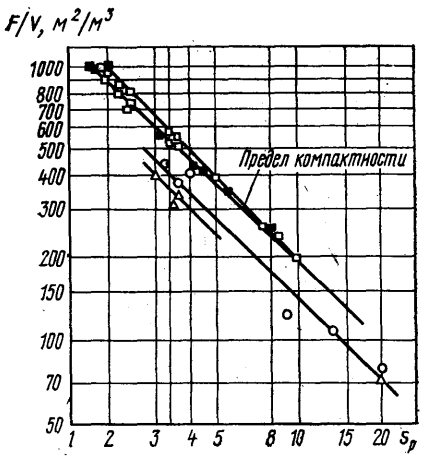
Ниже приведены уравнения для вычисления перечисленных основных конструктивных характеристик для пластинчатых (пл), накатных (нк) и навивных (нв) ребер.

Площадь наружной поверхности теплообмена:

$$F^{пл} = Bs_р^{-1}\left[2\left(LH - n\cdot 0{,}785d_т^2\right) + 3{,}14\, d_т n a\right]; \quad (I—39а)$$

$$F^{нк} = 3{,}14\, Bns_р^{-1}\left[\left(D^2 - d_т^2\right)0{,}5 + ad_т\right]; \quad (I—39б)$$

$$F^{нв} = 3{,}14\, Bns_р^{-1}\left[\left(D^2 - D_1^2\right)0{,}5 + 1{,}2\, hD_1 + s_р d_т - D_1\delta_р\right]. \quad (I—39в)$$



□ – Теплообменники с пластинчатыми алюминиевыми ребрами
■ – Теплообменники с пластинчатыми латунными ребрами
○ – Теплообменники со спирально-навивными стальными ребрами
△ – Теплообменники со спирально-накатными алюминиевыми трубками

Рис. I—32. Площадь поверхности теплообмена различных ребристых поверхностей, отнесенная к 1 м³ их объема

Отношение площади поверхности теплообмена к ее объему

$$F_V^{пл} = \left[2\left(LH - n\cdot 0{,}785 d_т^2\right) + \right.$$
$$\left. + 3{,}14 d_т\, na\right] L^{-1} H^{-1} s_р^{-1}; \quad (I—40а)$$

$$F_V^{нк} = 3{,}14\, s_р^{-1} D^{-2} \left[\left(D^2 - d_т^2\right) 0{,}5 + \right.$$
$$\left. + a d_т\right]; \quad (I—40б)$$

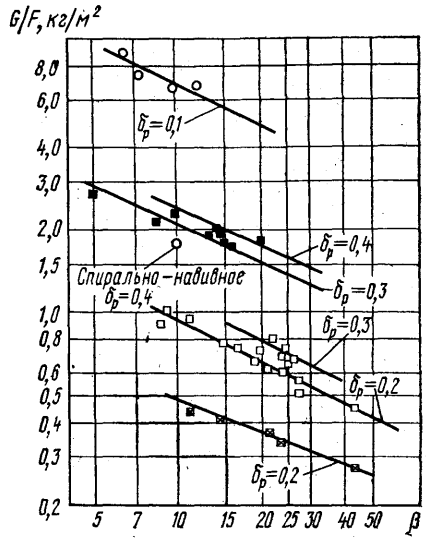
$$F_V^{нв} = 3{,}14\, s_р^{-1} D^{-2} \left[\left(D^2 - D_1^2\right) 0{,}5 + \right.$$
$$\left. + 1{,}2 h D_1 + s_р d_т - D_1 \delta_р\right] . \quad (I—40в)$$

Живое сечение:

$$f_ж^{пл} = BH\,(s_1 - d_т)\, s_1^{-I}\, a s_р^{-1}; \quad (I—41а)$$

$$f_ж^{нк} = BH\left[1 - \left(d_т + 2\frac{h\delta_{ср}}{s_р}\right) s_1^{-1}\right]; \quad (I—41б)$$

$$f_ж^{нв} = BH\,\{1 - [d_т s_р + h\delta_р\,(1{,}4 + 0{,}6 b_0/\delta_р)] \times$$
$$\times s_1^{-1}\, s_р^{-1}\}. \quad (I—41в)$$



▩ – Теплообменники с пластинчатыми алюминиевыми ребрами и трубками
□ – Теплообменники с пластинчатыми алюминиевыми ребрами и медными трубками
■ – Теплообменники с пластинчатыми латунными ребрами
○ – Теплообменники со спирально-навивными стальными ребрами

Рис. I—33. Масса различных ребристых поверхностей, отнесенная к 1 м² площади поверхности теплообмена

Коэффициент живого сечения:

$$ж^{пл} = (s_1 - d_т)\, s_1^{-1} a s_р^{-1}; \quad (I—42а)$$

$$ж^{нк} = 1 - (d_т + 2h\delta_{ср} s_р^{-1})\, s_1^{-1}; \quad (I—42б)$$

$$ж^{нв} = 1 - [d_т s_р + h\delta_р\,(1{,}4 + 0{,}6\, b_0/\delta_р)]\, s_1^{-1}\, s_р^{-1} . \quad (I—42в)$$

Масса поверхности (без калачей);

$$G^{пл} = \left(LH - n\cdot 0{,}785\, d_т^2\right) \delta_р \rho_р B s_р^{-1} +$$
$$+ 0{,}785 (d_т^2 - d_а^2)\, B \rho_т n; \quad (I—43а)$$

$$G^{нк} = 0{,}785\, Bn\rho\,[(D^2 - d_т^2)\, \delta_{ср}\, s_р^{-1} +$$
$$+ (d_т^2 - d_а^2)]; \quad (I—43б)$$

$$G^{нв} = 3{,}14 Bn\,\{\left[0{,}25\,(D^2 - D_1^2) + \right.$$
$$\left. + 0{,}6 D_1 h\right] \delta_{ср} \rho_р s_р^{-1} + 0{,}25 (d_т^2 - d_а^2) \rho_т\}. \quad (I—43в)$$

Отношение массы к поверхности теплообмена:

$$G_F^{пл}=\frac{\left(LH-n\cdot 0{,}785d_т^2\right)\delta_р\rho_р+}{2\left(LH-n\cdot 0{,}785\,d_т^2\right)+3{,}14d_т\,na}$$

$$\frac{+\,0{,}785\left(d_т^2-d_а^2\right)s_р\rho_т n}{2\left(LH-n\cdot 0{,}785\,d_т^2\right)+3{,}14\,d_т\,na}\;; \quad (I—44а)$$

$$G_F^{нк}=0{,}5s_р\,\rho\,\frac{\left(D^2-d_т^2\right)\delta_{ср}/s_р+\left(d_т^2-d_а^2\right)}{D^2-d_т^2+2ad_т}\;; \quad (I—44б)$$

$$G_F^{нв}=s_р\frac{\left[0{,}25\left(D^2-D_1^2\right)+0{,}6D_1h\right]\rho_р\delta_р/s_р+}{0{,}5\left(D^2-D_1^2\right)+1{,}2hD_1+s_рd_т-D_1\delta_р}$$

$$\frac{+0{,}25\left(d_т^2-d_а^2\right)\rho_т}{0{,}5\left(D^2-D_1^2\right)+1{,}2hD_1+s_рd_т-D_1\delta_р}\;. \quad (I—44в)$$

В формулах (I—39)—(I—44): B — ширина поверхности (вдоль труб); L — глубина пластинчатой поверхности по ходу воздуха; H — высота поверхности (перпендикулярно трубам); n — число трубок ребристой поверхности; $d_т$ — наружный диаметр трубки; $d_а$ — внутренний диаметр трубки; $s_р$ — шаг ребер; $\delta_р$ — толщина ребер; $\delta_{ср}$ — средняя толщина накатного ребра; $a=s_р-\delta_р$ — расстояние между ребрами в свету; D — наружный диаметр круглых ребер; $h=0{,}5(D-d_т)$ — высота ребра; $D_1=D-0{,}8h$ — наружный диаметр гофров у навивных ребер; s_1 — шаг трубок во фронтальной плоскости; b_0 — амплитуда гофров у основания навитого ребра; $\rho_р$ — плотность материала ребер; $\rho_т$ — плотность материала трубок.

Технические характеристики некоторых ребристых поверхностей, применяемых в отечественной промышленности, приведены в табл. I—27. Сведения о ребристых поверхностях даются также ниже при описании отдельных воздухоохладителей.

Теплопередача. В поверхностных воздухоохладителях теплопередача характеризуется следующими величинами: коэффициент теплопередачи, коэффициент охлаждения, наружный конвективный коэффициент теплоотдачи и др.

Таблица I-27 *Техническая характеристика некоторых типичных ребристых поверхностей*

Воздухоохладители и батареи	Вид оребрения	Материал трубок (ребер)	Диаметр и толщина стенки трубки, мм	Размеры ребер, мм: шаг	Размеры ребер, мм: толщина	Размеры ребер, мм: высота	Коэффициент оребрения β	F_V, м²/м³	G_F, кг/м²
Воздухоохладители бытовых автономным кондиционеров	Пластинчатое	Алюминий (алюминий)	10×1	2	0,2	8	25	950	0,35
То же	То же	Медь (алюминий)	10×0,8	2	0,2	8	25	950	0,6
Воздухоохладители центральных кондиционеров	Навивное	Сталь (сталь)	22×2	4	0,4	10	10,0	270	3,15
Воздухоохладители холодильных камер									
ВОП	Пластинчатое	Сталь (сталь)	25×2,0	7,5; 15	0,3	21,5	17,7; 9,4	260; 135	1,7; 2,1
ВО (фреоновые)	То же	Медь (алюминий)	16×1,0	7,5; 15	0,4	12	10; 5,6	275; 150	1,41; 2,15
Батареи холодильных камер (ГОСТ 17645—78)	»	То же	38×2,5	20; 30	0,8	45	11,6; 7,9	105; 72	4,5; 5,1

Коэффициент теплопередачи воздухоохладителя

$$k = 1/R = 1/(R_н + R_м + R_а) =$$

$$= q/(\Theta_н + \Theta_м + \Theta_а) = q/\Theta. \quad (I—45)$$

Здесь $R_н$ — тепловое сопротивление между воздухом и наружной поверхностью; $R_м$ — тепловое сопротивление металлической поверхности; $R_а$ — тепловое сопротивление между внутренней поверхностью и холодильным агентом или хладоносителем; q — плотность теплового потока; $\Theta_н$ — средний температурный напор между температурой воздуха и усредненной температурой наружной поверхности трубок и ребер; $\Theta_м$ — средний температурный напор, теряемый в металле ребристой поверхности; $\Theta_а$ — средний температурный напор между стенкой трубки и холодильным агентом или хладоносителем; $\Theta = \Theta_н + \Theta_м + \Theta_а$ — общий температурный напор между воздухом и холодильным агентом (рис. I—34, *а*).

Характер изменения локальных температур и температурных напоров в произвольном поперечном (по отношению к ходу воздуха) сечении, например $A—A$, показан на рис. I—34, *б*.

Тепловые сопротивления, так же как и плотность теплового потока, отнесены к 1 м² площади наружной поверхности F, соприкасающейся с воздухом:

$$R_н = 1/\alpha_н; \quad (I—46)$$

$$R_м = (t_{п.с} - t_т)/[\alpha_н (t_в - t_{п.с})] =$$

$$= (1 - E_н)/(\alpha_н E_н); \quad (I—47)$$

$$R_а = \beta/\alpha_а. \quad (I—48)$$

Здесь $\alpha_н$ — условный наружный коэффициент теплоотдачи; $t_{п.с}$ — средняя температура наружной поверхности ребер и трубок (металла); $t_т$ — средняя температура наружной поверхности трубок; $t_в$ — средняя температура воздуха; $\alpha_а$ — коэффициент теплоотдачи к холодильному агенту или хладоносителю на внутренней поверхности трубок.

Значение $\alpha_н$ зависит от условий наружного теплообмена.

При сухом (без конденсации влаги) охлаждении воздуха

$$\alpha_н = \alpha_к. \quad (I—49)$$

При охлаждении и осушении воздуха с выпадением влаги в виде росы

$$\alpha_н = \alpha_к \xi_{ср}. \quad (I—50)$$

При охлаждении и осушении воздуха с выпадением влаги в виде инея

$$\alpha_н = 1/[1/(\alpha_к \xi_{ср}) + R_{ин}]. \quad (I—51)$$

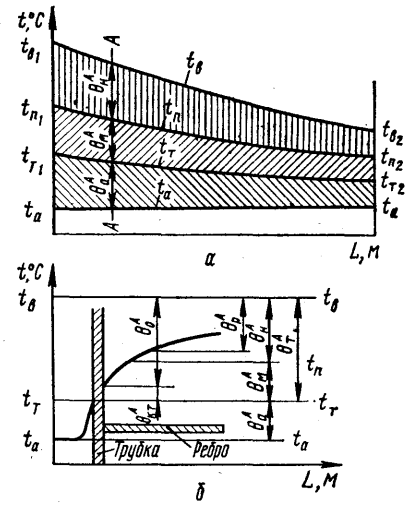


Рис. I—34. Схема распределения температур в ребристой поверхности воздухоохладителя: *а* — по ходу воздуха; *б* — по ходу потока теплоты (локальные температуры в сечении $A—A$)

Здесь $\alpha_к$ — конвективный (сухой) коэффициент теплоотдачи; $\xi_{ср}$ — средний по всей поверхности коэффициент влаговыпадения;

$$R_{ин} = \delta_{ин}^{ср}/\lambda_{ин},$$

где $\delta_{ин}^{ср}$ — средняя за время намораживания толщина слоя инея.

В формуле (I—47) $E_н = (t_в - t_{пс})/(t_в - t_т)$ — средний коэффициент эффективности всей наружной поверхности (ребер и трубок), учитывающий тепловые сопротивления как самого ребра, так и места контакта его с трубкой.

$$E_н = \tau_{кт} E_р + [(1 - \tau E_р)/\varphi_н'], \quad (I—52)$$

где $\tau_{кт}$ — коэффициент контакта, учитывающий тепловое сопротивление контакта между ребром и трубкой;

$$\tau_{кт} = \Theta_т'/\Theta_т = 1 - (\Theta_{кт}/\Theta_т) = 1 - \alpha_н E_н R_{кт} =$$

$$= (\varphi_н' - \alpha_н R_{кт})/[\varphi_н' + \alpha_н E_р R_{кт} (\varphi_н' - 1)]; \quad (I—53)$$

$\varphi_н' = \varphi_н/[1 - (\delta_р/s_р)]$ — условная наружная степень оребрения, отнесенная к межреберной поверхности трубок, соприкасающихся с воздухом [37]; $R_{кт}$ — тепловое сопротивление контакта между ребром и трубкой, отнесенное к площади наружной поверхности F: $E_р$ —

коэффициент эффективности ребра (отношение среднего температурного напора между воздухом и ребром к напору у основания ребра).

$$E_р = (t_в - t_р)/(t_в - t'_т) = th\,(mh_у)/(mh_у); \quad (I—54)$$

$$m = \sqrt{2\alpha_н/(\lambda_р \delta_р)}; \quad (I—55)$$

$h_у$ — условная высота ребра [37].

Уравнение для коэффициента теплопередачи ребристого воздухоохладителя с наружным оребрением имеет вид

$$k = 1/[1/(\alpha_н E_н) + (\beta/\alpha_а)]. \quad (I—56)$$

В этом уравнении тепловым сопротивлением стенки трубки $R_т$ пренебрегают вследствие его малости. В том случае, если трубки ребристых поверхностей с высокими значениями β выполнены из коррозиестойкой стали, тепловое сопротивление трубки учитывают, добавляя в знаменатель уравнения (I—56) в качестве слагаемого

$$R_т = \beta\delta_т/\lambda_т. \quad (I—57)$$

Общее количество теплоты, отводимое в воздухоохладителе (холодопроизводительность),

$$Q = kF\Theta, \quad (I—58)$$

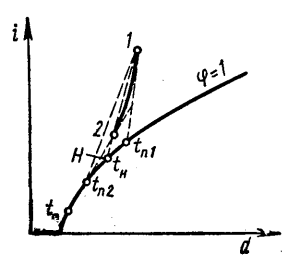
где Θ — средний логарифмический (или арифметический) температурный напор между воздухом и охлаждающим веществом.

Коэффициент охлаждения характеризует степень охлаждения воздуха, т. е. степень приближения его температуры в конце процесса к средней температуре поверхности $t_{п.с}$ или холодильного агента (хладоносителя) $t_а$.

Наружный коэффициент охлаждения

$$\eta_н = (t_{в1} - t_{в2})/(t_{в1} - t_{пс}) = 1 - \exp[-(\alpha_н F)/(c_{вл}\xi_{ср}G_в)]. \quad (I—59)$$

Рис. I—35. Изображение в d, i-диаграмме процесса охлаждения воздуха в ребристом воздухоохладителе



Общий коэффициент охлаждения

$$\eta_о = (t_{в1} - t_{в2})/(t_{в1} - t_а) = 1 - \exp[-(kF)/(c_{вл}\varepsilon_{ср}G_в)], \quad (I—60)$$

где $t_{в1}$ и $t_{в2}$ — температуры воздуха перед воздухоохладителем и после него; $c_{вл}$ — удельная теплоемкость влажного воздуха; $G_в$ — массовый расход охлаждаемого воздуха.

Абсолютные значения величин, стоящих в круглых скобках уравнений (I—59) и (I—60), иногда называют числом единиц переноса теплоты (NTU) [26].

Очевидно, что $(NTU)_н = \Delta t_в/\Theta_н$, а $(NTU)_о = \Delta t_в/\Theta$.

Здесь $\Delta t_в = t_{в1} - t_{в2}$.

С использованием коэффициентов охлаждения холодопроизводительность воздухоохладителя можно выразить в следующем виде:

$$Q = G_в c_{вл}\xi_{ср}\eta_н(t_{в1} - t_{п.с}); \quad (I—61)$$

$$Q = G_в c_{вл}\xi_{ср}\eta_о(t_в - t_а). \quad (I—62)$$

Процесс охлаждения воздуха в воздухоохладителе с противотоком сред изображен на рис. I—35. На каждом участке воздухоохладителя, где можно принять $t_п$ = const, изменение состояния воздуха описывается уравнением прямой линии. Однако даже в воздухоохладителях непосредственного охлаждения, где $t_а$ = const, температура поверхности не является постоянной величиной. Она выше на входе воздуха в аппарат, где и общий температурный напор имеет наибольшее значение, и ниже на выходе воздуха из аппарата, где температуры воздуха и холодильного агента сближаются между собой.

На начальном участке воздухоохладителя процесс охлаждения воздуха в d,i-диаграмме характеризуется линией, направленной на температуру поверхности $t_{п1}$, а на конечном участке — на $t_{п2}$. Если значение $t_{п1}$ выше точки росы входящего воздуха, то вначале процесс некоторое время идет по линии d = const.

Вследствие этого изменение состояния воздуха в d, i-диаграмме описывается кривой линией, выгнутой вправо.

Степень кривизны этой линии увеличивается с уменьшением отношения тепловых сопротивлений теплопередающей поверхности воздухоохладителя:

$$\zeta = R_н/(R_м + R_а) = 1/[(1 - E_н)/E_н + (\beta\alpha_н/\alpha_а)]. \quad (I—63)$$

В зависимости от значения ζ различают два предельных случая:

1) при ζ = 0; $R_н = 0$ или $\alpha_н = \infty$ $t_в = t_п$ и процесс будет идти по линии d = const до $\Phi = 1$, когда $t_в = t_п = t_{росы}$. Затем процесс пойдет вниз по линии $\Phi = 1$;

2) при $\zeta = \infty$; $R_м + R_а = 0$ или $E_н = 1$, $\alpha_а = \infty$ $t_п = t_а$ = const и процесс будет идти по прямой линии, направленной на $t_а$.

Оба эти предельных случая на практике не встречаются, и процесс изменения состояния воздуха в воздухоохладителе протекает по какой-то промежуточной кривой линии, кривизна которой зависит от величины ζ (рис. I—36).

Для каждой температуры воздуха $t_в$ значение температуры поверхности $t_п$ будет определяться в основном значением ζ:

$$t_п = (t_в + \zeta t_а)/(1 + \zeta), \qquad (I—64)$$

Таким образом, процесс изменения состояния воздуха будет одинаковым во всех воздухоохладителях, имеющих одинаковое значение ζ независимо от их конструкции.

В воздухоохладителях, предназначенных для осушения воздуха, необходимо выбирать величину $\zeta = 2 \div 3$. Наоборот, когда осушение воздуха нежелательно (холодильные камеры), надо принимать $\zeta < 1$.

Расчет процесса изменения состояния воздуха в воздухоохладителе проводят ступенчатым методом, применяя закон прямой линии к каждой ступени [10].

Поскольку этот метод является весьма трудоемким, на практике следует ориентировать процесс в воздухоохладителе на некоторую точку с параметрами $t_н$ и $\varphi = 1$.

Температура поверхности $t_н$, на которую направлена прямая линия *1—2* (см. рис. I—35), проведенная через точки, характеризующие начальное и конечное состояния воздуха в воздухоохладителе:

$$t_н = t_а + [\theta/(1 + \zeta)] = t_а + (\theta_н/\zeta). \qquad (I—65)$$

Положение точки $t_н$ на линии $\varphi = 1$ по отношению к точкам $t_{п1}$ и $t_{п2}$ можно определить с помощью соотношения

$$\vartheta_н = (t_{п1} - t_н)/(t_{п1} - t_{п2}), \qquad (I—66)$$

которое является функцией общего коэффициента охлаждения:

η_0	0	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\nu_н$	0,50	0,53	0,545	0,56	0,580	0,592	0,627	0,675	1,0

Температура поверхности $t_н$ равна среднему арифметическому из $t_{п1}$ и $t_{п2}$ только при значениях $\eta_0 < 0{,}4$, при которых допустимо принимать и общий температурный напор как средний арифметический. При бо́льших значениях η_0 температура $t_н$ снижается, приближаясь к $t_{п2}$. Рекомендуется вычислять $t_н$ по формуле (I—53).

Зная температуру $t_н$, можно определить и $t_а$ по уравнению, вытекающему из уравнений (I—51) и (I—53) [9]:

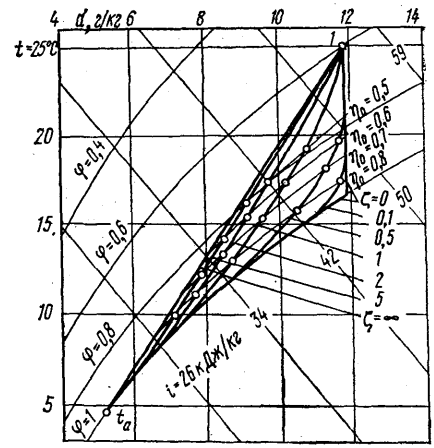


Рис. I—36. Примерное изображение в *d*, *i*-диаграмме процессов охлаждения воздуха в воздухоохладителях с различными значениями ζ и η_0

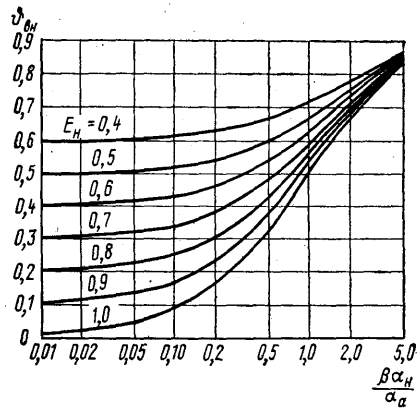


Рис. I—37. Зависимость отношения внутреннего температурного напора к общему от соотношения наружного и внутреннего коэффициентов теплоотдачи

$$\vartheta_{вн} = (t_н - t_а)/\theta = 1 - 1/[E_н^{-1} + \beta(\alpha_н/\alpha_а)]. \qquad (I—67)$$

Это уравнение графически изображено на рис. I—37.

Осушающее действие воздухоохладителя, сопровождающее процесс теплопередачи, характеризуется влагопроизводительностью

$$W_0 = G_в(d_1 - d_2)/(1 + d_{ср}) = Q(\xi_{ср} - 1)/(q\xi_{ср}). \qquad (I—68)$$

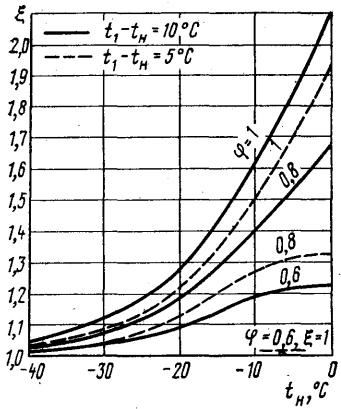


Рис. I—38. Коэффициент влаговыпадения для воздухоохладителей с выпадением инея.

Здесь $d_{ср} = 0{,}5(d_1 + d_2)$ — среднее влагосодержание воздуха (обычно им пренебрегают по сравнению с единицей); Q — холодопроизводительность, кВт; q — количество теплоты, отводимой от 1 кг влаги при ее осаждении на поверхности (в виде росы $q = 2500$ кДж/кг; в виде инея $q = 2835$ кДж/кг); $\xi_{ср}$ — коэффициент влаговыпадения на наружной поверхности воздухоохладителя при осаждении влаги:

в виде росы

$$\xi_{ср} = 1 + 2500\,[(d_1 - d_2)/(t_1 - t_2)] = $$

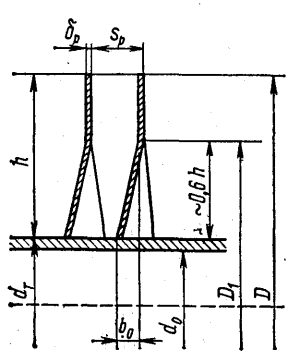
$$= 1 + 2500\left[\left(d_1 - d''_н\right)/(t_1 - t_н)\right]; \quad (I—69)$$

в виде инея (рис. I—38)

$$\xi_{ср} = 1 + 2835\,[(d_1 - d_2)/(t_1 - t_2)] = $$

$$= 1 + 2835\left[\left(d_1 - d''_н\right)/(t_1 - t_н)\right]. \quad (I—70)$$

Рис. I—39. Схема гофрированного навитого оребрения



Осушающее действие воздухоохладителя увеличивается с ростом коэффициента влаговыпадения. При $\xi_{ср} = 1$ влагопроизводительность $W_0 = 0$. Для эффективного осушения воздуха в воздухоохладителе необходимо, чтобы влага, выпавшая в виде росы, стекала по поверхности во влагосборник, а не уносилась воздухом дальше, где бы она испарялась, уменьшая осушающее действие.

На пластинчатых ребристых поверхностях не наблюдается срыва и уноса капель, пока массовая скорость не достигает 5—6 кг/(м²·с), а на круглоребристых поверхностях — 4 кг/(м² · с). При массовой скорости 8—10 кг/(м² · с) практически вся влага уносится воздухом. В этом случае после воздухоохладителя устанавливают сепараторы для улавливания унесенной влаги. Относительная влажность воздуха после воздухоохладителя должна быть близка к единице (высокие значения коэффициента охлаждения или начальной относительной влажности), для того чтобы влага не испарялась на сепараторах.

Наружный конвективный коэффициент теплопередачи $\alpha_к$ может быть определен по общеизвестной методике [39, 40]. При расчете навивных ребер с гофрами надо дополнительно учитывать размер гофров b_0 (рис. I—39). При $Re > 2000$ и $b_0/(s_р - \delta_р) < 0{,}4$ коэффициент теплопередачи навивных ребер с гофрами увеличивается примерно на 10% по сравнению с коэффициентом теплопередачи гладких ребер за счет турбулизации потока воздуха гофрами. При $b_0/(s_р - \delta_р) > 0{,}6$ гофры препятствуют омыванию основания ребер воздухом, что приводит к уменьшению коэффициента теплопередачи по сравнению с коэффициентом теплопередачи гладких ребер также примерно на 10%.

Специфическим для теплообмена в воздухоохладителях является влияние на конвективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ выпадения влаги в виде росы и инея. Влияние выпадения росы на $\alpha_к$ незначительно и заметно лишь при малом просвете между ребрами ($s_р - \delta_р = 1{,}5 \div 2$ мм), когда из-за турбулизирующего влияния капель и струй конденсата на поток воздуха $\alpha_к$ возрастает на 5—10%. Выпадение инея приводит к повышению $\alpha_к$ на 20—25% из-за большей шероховатости слоя инея по сравнению с металлической поверхностью. Кроме того, влияние выпадения влаги на теплообмен учитывается коэффициентом влаговыпадения $\xi_{ср}$ в соответствии с уравнениями (I—50) и (I—51).

Большое влияние на теплообмен оказывает дополнительное тепловое сопротивление слоя инея, намерзающего на поверхности воздухоохладителя.

Тепловое сопротивление

слоя инея зависит от его толщины и теплопроводности: $R_{ин} = \delta_{ин}^{ср}/\lambda_{ин}$.

Толщина слоя инея $\delta_{ин}$ — величина, возрастающая со временем. Поэтому для расчета $R_{ин}$ принимают среднее ее значение за промежуток времени τ:

$$\delta_{ин}^{ср} = (0{,}5W_0\tau)/(F\rho_{ин}). \qquad (I—71)$$

Плотность инея также изменяется во времени: в камерах хранения охлажденных продуктов — от 100 кг/м³ в первые часы работы до 300 кг/м³ к концу первых суток; в камерах хранения мороженых продуктов плотность инея значительно ниже. Плотность инея зависит и от влаговыделения и изменяется по толщине слоя, увеличиваясь по направлению к металлической поверхности (рис. I—40).

Коэффициент теплопроводности слоя инея является условной величиной, так как он учитывает не только чистую теплопроводность, но и диффузию водяных паров в глубь слоя с конденсацией их.

По толщине слоя коэффициент теплопроводности резко изменяется (см. рис. I—40). Он выше у металлической поверхности из-за большей плотности инея в этом месте, а также у поверхности, омываемой воздухом, где большую роль играет массообмен за счет диффузии влаги. Поэтому при расчетах принимают значение коэффициента теплопроводности инея, среднее по толщине его слоя.

Таким образом, коэффициент теплопроводности является функцией не только плотности (как у других пористых материалов), но и условий влагообмена, характеризующих интенсивность процесса диффузии влаги (рис. I—41) [49].

Коэффициент теплопроводности инея увеличивается со временем (рис. I—42) в соответствии с повышением его плотности.

Наиболее точным и удобным является непосредственное определение теплового сопротивления слоя инея ($R_{ин}$), не связанное с необходимостью вычисления отдельно его толщины и теплопроводности. Поскольку с увеличением толщины слоя инея возрастает его плотность, а с ней — и коэффициент теплопроводности, через несколько часов после начала образования инея тепловое сопротивление слоя инея стабилизируется. Значение стабилизированного теплового сопротивления для воздухоохладителей в камерах хранения охлажденных продуктов составляет 0,01—0,02 м² · К/Вт [48], что приводит к снижению условного наружного коэффициента теплоотдачи $\alpha_н$ [см. уравнение (I—51)] при одной и той скорости воздуха на 30—40%.

Однако в действительности $\alpha_н$ обычно снижается еще более резко, так как рост слоя инея приводит к повышению аэродинамического сопротивления воздухоохладителя и к снижe-

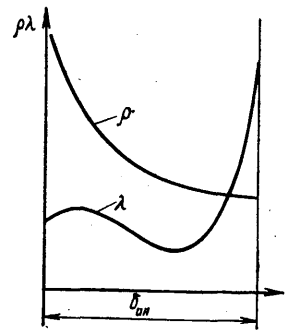


Рис. I—40. Характер изменения плотности и теплопроводности инея по толщине его слоя

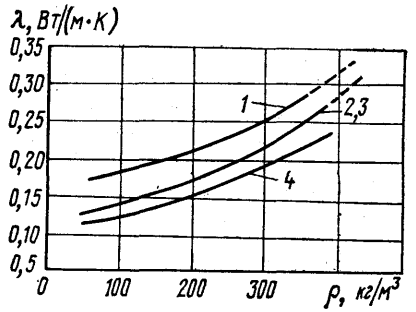


Рис. I—41. Зависимость теплопроводности инея от плотности для разных параметров воздушного потока с начальной температурой $t_{в1} = 2 \div 21°$ С:

№ кривой	1	2	3	4
φ_1	0,77	0,7	0,7	0,67
w_1, м/с	6,5	6,5	4,0	3,0

Рис. I—42. Зависимость теплопроводности инея от времени для разных параметров воздушного потока ($\varphi = 0{,}75$):

№ кривой	1	2	3	4	5
$t_{в1}$, °С	12	5	2	2	2
w, м/с	6,5	6,5	6,5	4,0	3,0

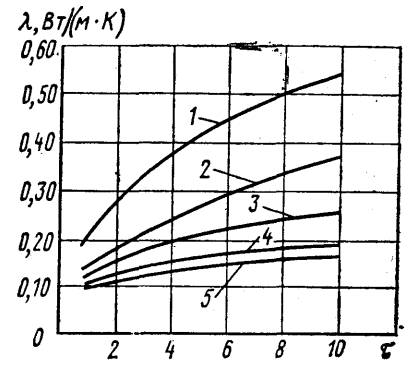


Таблица I-28 *Значения теплового сопротивления контакта ребра с трубкой* $R_{кт}$, *коэффициента контакта* $\tau_{кт}$ *по уравнению (I—53) и коэффициента теплопередачи* k

Ребра	$\beta = 10$			$\beta = 15$			$\beta = 20$			$\beta = 25$		
	$R_{кт}$	$\tau_{кт}$	k	$R_{кт}$	$\tau_{кт}$	k	$R_{кт}$	$\tau_{кт}$	k	$R_{кт}$	$\tau_{кт}$	k
Монолитные и насадные с металлизацией	0	1	25	0	1	25	0	1	25	0	1	25
Пластинчатые алюминиевые с воротниками на медных трубках												
водяной контакт	0,0003	0,98	24,8	0,0005	0,97	24,7	0,0007	0,96	24,5	0,0009	0,95	24,2
хороший сухой контакт	0,003	0,86	23,2	0,005	0,79	22,2	0,007	0,73	21,3	0,009	0,68	20,4
плохой сухой контакт	0,008	0,70	20,8	0,012	0,60	19,2	0,016	0,54	17,8	0,020	0,48	16,7
Пластинчатые стальные с воротниками на стальных трубках, насаженные без натяга												
с последующей окраской	0,01	0,64	20	0,015	0,55	18,2	0,02	0,48	16,7	0,025	0,42	15,4
без покрытия	0,02	0,46	16,7	0,03	0,36	14,3	0,04	0,30	12,5	0,05	0,26	11,1
Спиральные стальные без воротников на стальных трубках, навитые с натягом без последующей металлизации	0,0025	0,88	23,5	0,004	0,83	22,7	0,005	0,80	22,2	0,006	0,76	21,7

Примечания: 1. В уравнении (I—53) принято $\alpha_н = 60$ Вт/(м²·К); $E_р = 0{,}85$ и $\varphi_н = \beta$.
2. Раздача труб осуществляется путем протяжки шарика или гидравлическим давлением.

нию количества продуваемого через него воздуха. При заполнении инеем 40—50% живого сечения $\alpha_н$ обычно уменьшается в 1,5—2 раза, а затем начинается резкое снижение его вплоть до нуля (при заполнении инеем живого сечения на 80—90%). Поэтому после заполнения инеем промежутка между ребрами на 40—50% проводят оттаивание воздухоохладителя.

Тепловое сопротивление металлической поверхности в соответствии с уравнениями (I—47), (I—52) и (I—53) складывается из теплового сопротивления самого ребра, выражаемого коэффициентом эффективности ребра $E_р$, и из теплового сопротивления контакта между ребром и трубкой $R_{кт}$. Тепловым сопротивлением стенки трубки, как было сказано выше, можно пренебречь.

Методика определения $E_р$ для прямых, круглых, квадратных и пластинчатых ребер приведена выше в этой же главе и в [40].

Тепловое сопротивление контакта в насадных ребрах без последующей металлизации (лужение, цинкование) приводит к значительному снижению коэффициента теплопередачи (табл. I—28). Особенно сильно снижается k при высоких коэффициентах оребрения β.

При конденсации влаги на обезжиренной поверхности трубок она заполняет зазор между воротником и трубкой, образуя так называемый водяной контакт, существенно улучшающий теплопередачу.

Внутреннее тепловое сопротивление $R_а$ вычисляют по общеизвестным методам [16, 17]. При расчетах скорость движения хладоносителя в трубках

Таблица I-29 *Рекомендуемые массовые скорости холодильного агента и отношения l/d_a в воздухоохладителях*

q_{F_a}, Вт/м²	Массовые скорости $w\rho$, кг/(м²·с)		Отношение l/d_a	
	R22	R12	R22	R12
1000	75—100	70—85	3700—5000	2400—3100
2000	85—120	80—100	2100—2900	1500—2000
5000	100—160	100—140	900—1500	800—1100
10000	120—190	110—170	600—900	400—700

желательно принимать не менее 0,5—0,6 м/с. При непосредственном охлаждении массовую скорость холодильного агента $w\rho$ надо выбирать по табл. I—29 [9], в которой приведены также соответствующие значения l/d_a (отношение длины трубки к ее внутреннему диаметру), полученные из уравнения

$$l/d_a = 0{,}25r\,(x_2 - x_1)\,w\rho/q_{F_a}, \quad \text{(I—72)}$$

где x_2 и x_1 — паросодержание холодильного агента соответственно на выходе из воздухоохладителя и на входе в него; q_{F_a} — плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности трубки.

Аэродинамическое сопротивление. Для поверхностного воздухоохладителя аэродинамическое сопротивление $\Delta p_в$ (Па) складывается из сопротивления теплопередающей поверхности Δp и различных местных сопротивлений $\Delta p_{м.с}$ (конфузоры, диффузоры, повороты, вход, выход и т. д.), которые зависят от конструкции воздухоохладителя и должны подсчитываться по соответствующим скоростям воздуха w и коэффициентам местных сопротивлений ζ [20] по уравнению

$$\Delta p_{м.с} = \sum_1^i 0{,}5\zeta_i \rho w_i^2. \quad \text{(I—73)}$$

Аэродинамическое сопротивление сухой поверхности с пластинчатыми ребрами $\Delta p_{сух}$ (Па) может быть определено по следующему уравнению [8]:

$$\Delta p_{сух} = A\,(L/d_э)\,(w\rho)^{1,7}. \quad \text{(I—74)}$$

Здесь $A = 0{,}11 \div 0{,}07$ (в зависимости от качества изготовления поверхностей);

$d_э$ — эквивалентный диаметр живого сечения для прохода воздуха между ребрами и трубками

$$d_э = [2\,(s_1 - d_т)\,a]/[(s_1 - d_т) + a]. \quad \text{(I—75)}$$

Обозначения L, s_1, $d_т$, a см. в обозначениях к формулам (I—39)—(I—44); $w\rho$ — массовая скорость воздуха в живом суженном сечении.

Для расчета аэродинамического сопротивления разрезных пластинчатых ребер (отдельная пластина на каждый ряд трубок) с шахматным расположением трубок может быть рекомендована формула

$$\Delta p_{сух} = 0{,}61z\chi\,(w\rho)^{1,8}. \quad \text{(I—76)}$$

Здесь z — число рядов трубок по ходу воздуха; χ — коэффициент, зависящий от отношения s_2/a; s_2 — шаг трубок по ходу воздуха.

Формула (I—76) справедлива для $z \geqslant 2$; $w\rho = 3 \div 12$ кг/(м² · с); $d_т = 0{,}012 \div 0{,}022$ м; $s_р = 0{,}002 \div 0{,}004$; $s_2/a = 6 \div 15$.

Влияние на $\Delta p_{сух}$ отношения s_2/a сравнительно невелико:

s_2/a	6	8	10	12	15
χ	0,805	0,91	1,0	1,08	1,19

Значения $\Delta p_{сух}$ по уравнениям (I—74) и (I—76) даны на рис. I—43. Уравнение (I—74) выведено для температур воздуха близких к 0°С, а уравнение (I—76) при 20°С. При других температурах в них следует вводить поправку по уравнению (I—81).

Аэродинамическое сопротивление круглоребристых поверхностей с шахматным расположением трубок рекомендуется определять по обобщенному уравнению [40]

$$\mathrm{Eu} = 2{,}7C_z\,(l/d_э)^{0,3}\,\mathrm{Re}_l^{-0,25}. \quad \text{(I—77)}$$

Здесь число Re отнесено к линейному размеру l.

Раскрывая это уравнение, получаем:

$$\Delta p_{сух} = 2{,}7C_z\left(l^{0,05}/d_э^{0,3}\right)\left(\nu^{0,25}/\rho^{0,75}\right)\times \times (w\rho)^{1,75}, \quad \text{(I—78)}$$

или

$$\Delta p_{сух} = 2{,}7C_zC_lC_t\,(w\rho)^{1,75}. \quad \text{(I—79)}$$

Здесь C_z — коэффициент, учитывающий число рядов трубок z (табл. I—30);

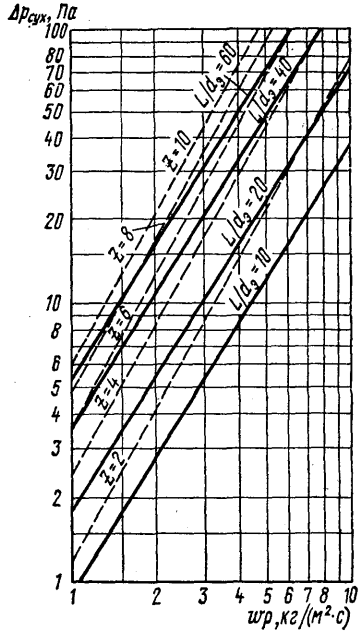


Рис. I—43. Зависимость $\Delta p_{сух}$ для пластинчатых ребер от массовой скорости воздуха по уравнению (I—74) для коридорного (сплошная линия) и по уравнению (I—76) для шахматного (пунктир) расположения трубок

$C_l = l^{0,05}/d_э^{0,3}$ коэффициент, характеризующий линейные размеры ребер;

$$l = (d_т/\varphi_н) + b(\varphi_н - 1)\varphi_н^{-1}; \quad (I—80)$$

$b = \sqrt{\pi\left(D^2 - d_т^2\right)/4}$ — сторона квадрата, равного по площади боковой поверхности одной стороны ребра;

$\varphi_н$ — наружная степень оребрения;

$$C_t = \nu^{0,25}/\rho^{0,75} = 0,0505 + 0,00023t. \quad (I—81)$$

Результаты подсчета $\Delta p_{сух}$ по формуле (I—79) для воздухоохладителя с навитыми

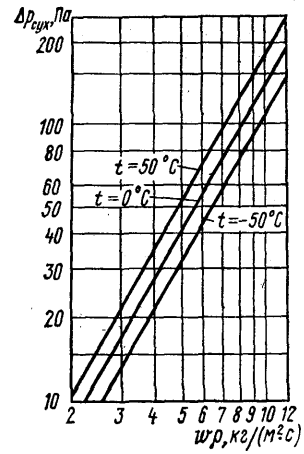


Рис. I—44. Примерная зависимость $\Delta p_{сух}$ для круглых ребер по уравнению (I—78) ($d_т = 25$ мм; $D = 65$ мм; $s_р = 10$ мм; $\delta_р = 0,6$ мм; $z = 6$)

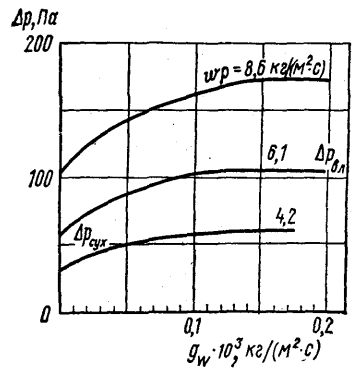


Рис. I—45. Влияние интенсивности выпадения влаги на аэродинамическое сопротивление поверхности с пластинчатыми ребрами

стальными ребрами показаны на рис. I—44.

При выпадении влаги в виде росы аэродинамическое сопротивление ребристой поверхности увеличивается из-за сужения сечения пленкой влаги и отдельными каплями. Это увеличение показано на рис. I—45, где дана

Таблица I-30 *Значения коэффициента* C_z

Число Re_l	Число рядов трубок z					
	1	2	3	4	5	6 и более
12000	1,20	2,20	3,25	4,3	5,10	$C_z = z$
30000	1,30	2,46	3,30	4,0	5,0	$C_z = z$
50000	1,45	2,60	3,45	4,0	5,0	$C_z = z$

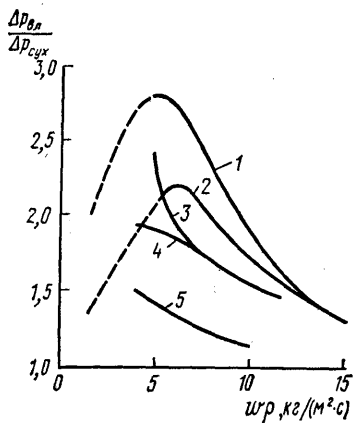


Рис. I—46. Отношение аэродинамических сопротивлений увлажненной и сухой ребристой поверхности:

1 — круглые ребра ($s_р$=2 мм); *2* — то же ($s_р$=3 мм); *3* — круглые накатные ребра ($s_р$=3 мм); *4* — пластинчатые ребра ($s_р$=2,5÷3 мм); *5* — круглые навивные ребра ($s_р$=4,4 мм)

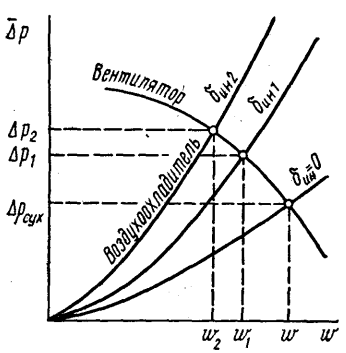


Рис. I—47. Изменение аэродинамического сопротивления и скорости воздуха с ростом слоя инея в воздухоохладителе с заданной характеристикой вентилятора

приближенная зависимость аэродинамического сопротивления от интенсивности выпадения влаги g_w. При $g_w = 0$ $\Delta p = \Delta p_{сух}$, затем аэродинамическое сопротивление возрастает до величины $\Delta p = \Delta p_{вл}$ и, начиная с $g_w = 0{,}15 \times 10^{-3}$ кг/(м² · с), становится постоянным.

На рис. I—46 дано отношение $\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}$ в зависимости от массовой скорости воздуха в суженном сечении между трубками и ребрами. С увеличением скорости воздуха наблюдаются срыв и унос все большего количества влаги с поверхности, в результате чего $\Delta p_{вл}$ приближается к $\Delta p_{сух}$.

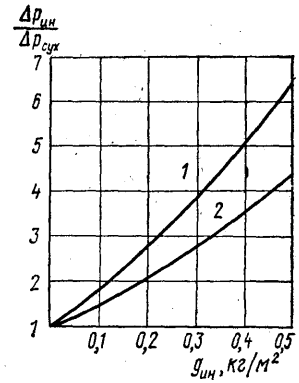


Рис. I—48. Примерное отношение $\Delta p_{ин}/\Delta p_{сух}$ для воздухоохладителя с пластинчатыми ребрами (шаг ребер $s_р = 5{,}4$ мм; диаметр трубки $d_т = 12{,}5$ мм) в зависимости от $g_{ин}$:

1 — при постоянном расходе воздуха; *2* — при постоянной частоте вращения вала вентилятора ($G_в$ и $w_ρ$ — переменные)

С уменьшением шага ребер $\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}$ увеличивается. Для круглоребристых поверхностей это отношение больше, чем для пластинчатых, особенно при малых скоростях воздуха. При повышении скорости, связанной со срывом влаги с поверхности, разница в отношениях $\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}$ для круглоребристых и пластинчатых поверхностей становится равной нулю.

Выпадение влаги в виде инея приводит к значительному повышению аэродинамического сопротивления воздухоохладителя вследствие сужения проходного сечения. Процесс этот нестационарный, и его можно рассчитывать по уравнениям для $\Delta p_{сух}$, подставляя в них соответствующие геометрические размеры поперечного сечения с учетом толщины слоя инея и фактическую скорость воздуха в этом сечении [47]. С нарастанием инея скорость воздуха уменьшается, и одновременно возрастает Δp в соответствии с характеристикой вентилятора (рис. I—47). Эту скорость можно найти по точке пересечения характеристик воздухоохладителя и вентилятора.

Примерное увеличение Δp с нарастанием инея показано на рис. I—48.

Методика расчета. При расчете воздухоохладителей чаще всего могут встретиться два случая: 1) расчет (подбор) нового воздухоохладителя; 2) поверочный расчет существующего воздухоохладителя.

В первом случае обычно заданы следующие величины: начальное состояние воздуха, количества теплоты Q и влаги W_0, которые должны быть отведены в воздухоохладителе по тепло-

вому балансу установки, а также расход воздуха $G_в$.

Требуется определить: состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя, температуру кипения холодильного агента, а также потребную площадь поверхности теплообмена F.

Состояние воздуха после воздухоохладителя:

$$t_2 = t_1 - (Q/G_в); \qquad (I—82)$$

$$d_2 = d_1 - (W_0/G_в). \qquad (I—83)$$

Построив на d, i-диаграмме (см. рис. I—35) прямую, проходящую через начальное и конечное состояния воздуха *1—2*, и продолжив ее до пересечения с линией $\varphi = 1$, получаем в месте пересечения точку, температура которой $t_н$ (средняя температура поверхности).

Прямую линию *1—2—H* можно провести и по угловому масштабу d, i-диаграммы: $\varepsilon = Q/W_0$.

Температуру воздуха после воздухоохладителя можно получить графически в точке *2* по d,i-диаграмме или же вычислить по уравнению

$$t_{в2} = t_{в1} - Q/(G_в c_{вл} \xi_{ср}). \qquad (I—84)$$

Здесь

$$\xi_{ср} = \varepsilon/(\varepsilon - q). \qquad (I—85)$$

Значения q см. формулу (I—68).

После нахождения температуры воздуха $t_{в2}$ определяют средний логарифмический температурный напор между воздухом и поверхностью теплообмена:

$$\Theta_н = (t_{в1} - t_{в2}) \Big/ \left(2{,}3 \lg \frac{t_{в1} - t_н}{t_{в2} - t_н}\right). \qquad (I—86)$$

При отношении $(t_{в1} - t_н)/(t_{в2} - t_н) \leqslant 1{,}7$ можно определять $\Theta_н$ по формуле для среднего арифметического температурного напора:

$$\Theta_н = 0{,}5\,(t_{в1} + t_{в2}) - t_н. \qquad (I—87)$$

Определяют $\alpha_н$ по соответствующей формуле (I—49), (I—50) или (I—51), вычисляя $\alpha_к$ по известным уравнениям из работы [40], а в случае необходимости и $R_{ин}$ по приведенной выше методике. Потребная площадь поверхности теплообмена

$$F = Q_0/(\alpha_н \Theta_н). \qquad (I—88)$$

Определяют коэффициент эффективности всей поверхности $E_н$ по уравнениям (I—52)—(I—55) и ([51], задаваясь конкретным типом ребристой поверхности. Вычисляют коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к холодильному агенту или хладоносителю по известным уравнениям [51]. При непосредственном охлаждении учитывают плотность теплового потока

$$q_{F_а} = \alpha_н \Theta_н \beta. \qquad (I—89)$$

При этом задаются значением степени оребрения β.

После этого определяют температурное отношение ζ по уравнению (I—63) и находят температуру кипения холодильного агента или среднюю температуру хладоносителя по уравнению (I—65)

$$t_а = t_н - \Theta_н/\zeta. \qquad (I—90)$$

Можно температуру кипения $t_а$ получить из уравнения (I—60), предварительно определив по уравнению (I—56) коэффициент теплопередачи.

Во втором случае обычно заданы: конструкция воздухоохладителя; все размеры и площадь поверхности теплообмена; расход воздуха и параметры его начального состояния; температура кипения холодильного агента (температуры хладоносителя). Требуется определить конечное состояние воздуха и количества теплоты и влаги, которые должны быть отведены в воздухоохладителе.

Среднюю температуру поверхности $t_н$ определяют по уравнению

$$t_н = t_а + (1 - \eta_0/\eta_н)\,(t_{в1} - t_а). \qquad (I—91)$$

Здесь η_0 и $\eta_н$ — коэффициенты охлаждения, определяемые по уравнениям (I—59) и (I—60).

Для их подсчета надо предварительно задаться значением коэффициента влаговыпадения $\xi_{ср}$, оценив приблизительно его величину по d, i-диаграмме. Необходимо также вычислить значения $\alpha_н$ и k по методике, аналогичной первому случаю. После определения $t_н$ и проверки совпадения полученной величины $\xi_{ср}$ с первоначально принятой вычисляют $t_{в2}$ по уравнению (I—59) или (I—60). После этого по уравнениям (I—86) или (I—87) определяют $\Theta_н$ и находят холодопроизводительность Q по уравнению (I—88).

Конструкции. В конструкциях поверхностных воздухоохладителей на практике, как правило, применяют пластинчатое оребрение труб. Известны также воздухоохладители из алюминиевых труб с накатными ребрами [47]. Преимущества пластинчатого оребрения — большая площадь поверхности на единицу объема и меньшее аэродинамическое сопротивление.

Пластинчатое оребрение применяют в воздухоохладителях автономных кондиционеров. Воздухоохладители холодопроизводительностью до 5 кВт имеют пластинчатые алюминиевые ребра шириной 19 мм и толщиной 0,3 мм, насаженные на три или четыре У-образные медные трубки диаметром $10 \times 0{,}8$ мм, с шагом оребрения 3 мм; расположение трубок шахматное, продольный шаг трубок 19 мм,

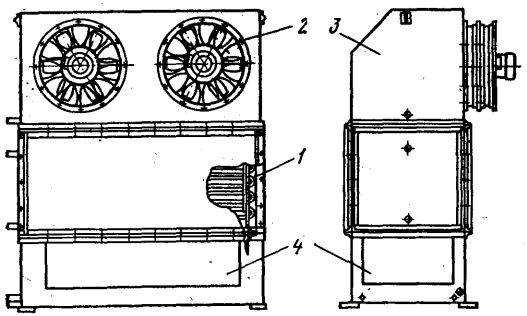


Рис. I—49. Постаментный камерный аммиачный воздухоохладитель ПВО-160:

1 — теплопередающая поверхность; *2* — вентилятор; *3* — кожух; *4* — отверстие для входа воздуха

поперечный 22 мм. В аппаратах холодопроизводительностью от 6 кВт и выше алюминиевые пластины размером 60 × 30 × 0,3 мм насажены на У-образные медные трубки диаметром 12 × 1 мм, с шагом оребрения 3 мм; расположение трубок коридорное, продольный и поперечный шаги трубок составляют 30 мм. Трубки всех аппаратов подвергают лужению, ребра анодируют, плотность контакта ребер с трубками создается путем раздачи трубок гидравлическим давлением.

В аммиачных пластинчатых постаментных (ПВО) и навесных (НВО) воздухоохладителях (рис.I—49 и табл. I—31) теплообменная поверхность создана на базе стальной бесшовной трубы диаметром 22 × 1,2 мм; ребра пластинчатые стальные размером 130 × 130 × 0,3 мм насажены на четыре трубки; расположение трубок коридорное с расстоянием по осям труб 65 мм. Наружная поверхность аппаратов

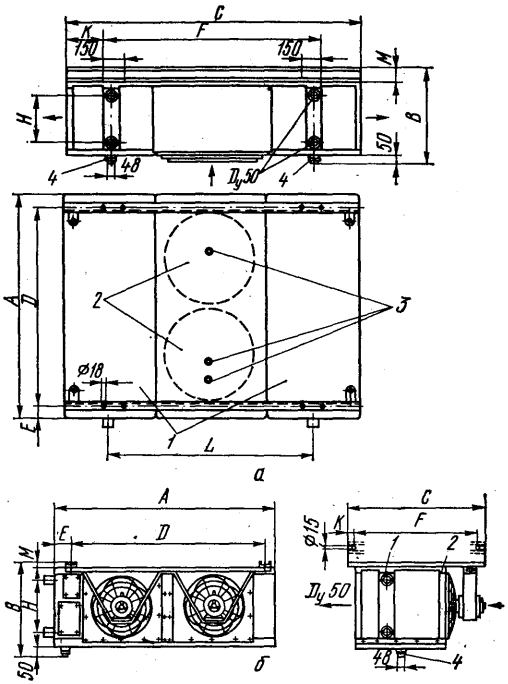


Рис. I—50. Подвесные воздухоохладители типа ВОП:

а — ВОП-100 и ВОП-150; *б* — ВОП-50 и ВОП-75 (размеры см. табл. I—28); *1* — теплопередающая поверхность; *2* — вентилятор; *3* — отверстия для вывода проводов; *4* — слив воды при оттаивании

защищена от коррозии цинкованием. Шаг оребрения переменный: на первых рядах (по ходу воздуха), где наиболее интенсивно нарастает иней, — 15 мм, а на последующих — 7,5 мм.

Таблица I-31 *Воздухоохладители ВО, НВО и ПВО*

Марка	Площадь поверхности охлаждения, м²	Холодопроизводительность при $\theta = 7°C$, Вт	Габаритные размеры, м			Расход воздуха, м³/ч	Число вентиляторов, шт.	Установочная мощность вентилятора, кВт	Масса, кг
			длина	ширина	высота				
ВО-80	80,5	7300	1,25	1,02	0,972	7200	1	2,2	370
ВО-100	100,2	9300	1,25	1,22	0,972	8000	1	2,2	400
ВО-125	125,6	11400	1,25	1,47	0,972	9000	1	2,2	450
ВО-160	160,8	14800	1,25	1,82	0,972	14400	2	4,4	615
ВО-200	200,3	18500	1,25	2,22	0,972	16000	2	4,4	700
НВО-80	80,2	8800	0,96	2,098	0,818	8000	2	0,6	368
НВО-100	101,2	12400	1,09	2,098	0,824	10000	2	0,6	411
НВО-125	120,3	16200	1,09	2,098	0,824	12500	2	0,6	470
НВО-160	172,0	21000	1,146	2,896	0,858	16000	2	1,1	664
НВО-200	202,0	28600	1,313	2,896	0,862	20000	2	1,1	741
ПВО-100	101,3	10000	1,38	1,64	2,24	10000	1	2,2	510
ПВО-160	162,4	15600	1,38	2,17	2,24	16000	2	4,4	744
ПВО-250	253,3	24500	1,64	2,17	2,24	25000	2	4,4	862

Таблица I-32 *Воздухоохладители типов ВОП и ВОГ*

Марка	Площадь поверхности охлаждения, м²	Холодопроизводительность при θ = 10°С, Вт	Шаг ребер, мм	Диаметр колеса вентилятора, мм	Мощность вентилятора (в кВт) при частоте вращения, об/мин:		Расход воздуха (в м³/ч) при частоте вращения, об/мин		Мощность электронагревателей, кВт	Масса, кг
					1000	1500	1000	1500		
ВОП-50	50	5800	13,4	400	0,4	0,6	2400	3400	8,68	340
ВОП-75	75	8700	8,6	400	0,4	0,6	2400	3400	8,68	380
ВОП-100	100	11600	17,5	600	1,1	1,5	4960	7450	12,00	821
ВОП-150	150	17500	11,3	600	1,1	1,5	4960	7450	12,00	888
ВОГ-230	230	23000	17,5/13,4	800	—	4,0	—	16900	24,9	1426

Таблица I-33 *Конструктивные параметры воздухоохладителей типа ВОП (см. рис. I-51), м*

Воздухоохладитель	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*H*	*K*	*L*	*M*	*d*
ВОП-50	1,8	0,62	1,0	1,58	0,14	0,95	0,37	0,025	—	0,04	0,014
ВОП-75	1,8	0,62	1,0	1,58	0,14	0,95	0,37	0,025	—	0,04	0,014
ВОП-100	1,8	0,68	2,056	1,58	0,14	1,5	0,38	0,278	1,44	0,1	0,016
ВОП-150	1,8	0,68	2,056	1,58	0,14	1,5	0,38	0,278	1,44	0,1	00016

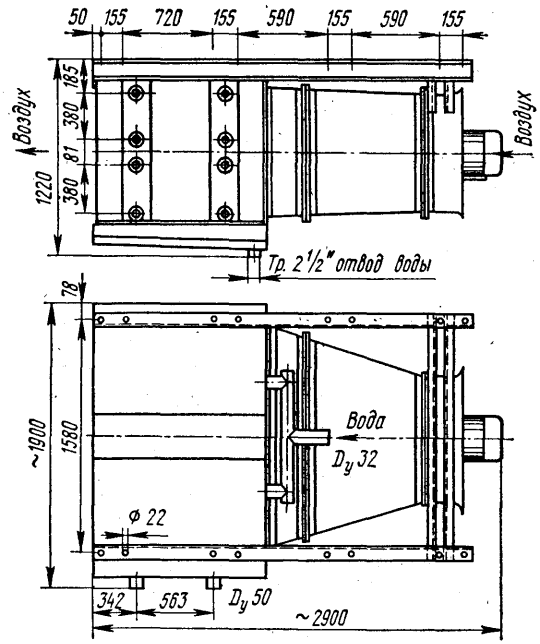


Рис. I—51. Воздухоохладитель горизонтальный ВОГ-230 (площадь поверхности охлаждения 230 м²; холодопроизводительность при Δt = 10° С 27 кВт, потребляемая мощность 4 кВт, масса 1426 кг)

В воздухоохладителях типов ВО, НВО и ПВО применены вентиляторы типа К-109-19Пр с профилированными лопатками с различными углами поворота. Эти вентиляторы имеют крутопадающие характеристики, что при изменении аэродинамического сопротивления воздухоохладителя вследствие инееобразования позволяет поддерживать в определенном диапазоне расход воздуха через аппарат.

В аммиачных подвесных воздухоохладителях типа ВОП (рис. I—50, табл. I—32, I—33) теплообменная поверхность выполнена из стальных трубок диаметром 25 × 2,5 мм; ребра пластинчатые стальные размером 460 × × 460 × 0,4 мм, насаживаемые на два ряда трубок по шесть трубок в каждом ряду; расположение трубок коридорное, шаг оребрения различный в зависимости от типоразмера аппарата.

В аппаратах применены осевые вентиляторы, причем в воздухоохладителях ВОП-50 и ВОП-75 оси вентиляторов расположены по горизонтали, в воздухоохладителях ВОП-100 и ВОП-150 вентиляторы расположены вертикально в средней части аппарата.

В системах холодоснабжения широко применяются воздухоохладители типа ВОГ, предназначенные для камер охлаждения и замораживания продуктов. Общий вид воздухоохладителя ВОГ-230 ($F_н$ = 230 м²) приведен на рис. I—51, а конструктивные параметры — в табл. I—32. Батареи воздухоохладителя ВОГ-230 компонуют из тех же секций, что и у аппаратов типа ВОП. Воздухоохладитель

Таблица I-34 *Воздухоохладители типов Х и МХ*

Показатели	Х-100	Х-160	МХ-100	МХ-160	МХ-250
Холодопроизводительность, Вт при $t_{кип} = -10°C$	12800	18550	15100	20900	22000
Площадь поверхности охлаждения, м²					
номинальная	100	160	100	160	250
эффективная	98	147	97	157	247
Шаг ребер*, мм	17,5/8	11,3/8	17,5/11,3	17,5/11,3	12/10,7
Расход воздуха, м³/ч	2·6500	2·9000	2·6500	2·9000	2·15000
Количество вентиляторов	2	2	2	2	2
Частота вращения вала вентилятора, об/с	24	24	24	24	24
Мощность электродвигателя вентилятора, кВт	2×0,75	2×1,5	2×0,75	2×1,5	2×1,5
Напряжение, В	380	380	380	380	380,
Мощность оттаивания, кВт	8	13	8	13,5	27
Мощность обогрева поддона, кВт	1	1	1	3	3
Масса, кг	500	720	555	825	630
Габаритные размеры: ширина× ×высота×длина, мм	1800×1030× ×1210	1800×1030× ×1350	1800×1030× ×1350	2200×1030× ×1490	2210×1280× ×1180

Примечания: 1. Защита от электрического удара осуществляется нулевым проводом.
2. Допустимое максимальное рабочее давление 1,6 МПа (16 ати). 3. Обшивка корпуса выполнена из листового алюминия.

* В числителе приведен шаг ребер на первых двух рядах труб (по ходу воздуха), в знаменателе — на последующих.

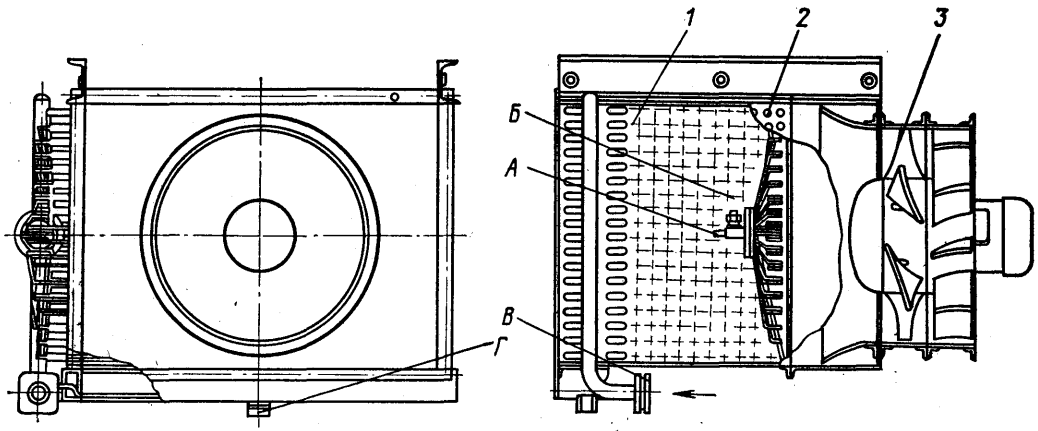


Рис. I—52. Подвесной фреоновый воздухоохладитель типа ВО:
1 — теплопередающая поверхность; *2* — распределитель холодильного агента; *3* — вентилятор; *А* — вход жидкого холодильного агента; *Б* — вход горячих паров для оттаивания; *В* — выход паров холодильного агента; *Г* — слив воды при оттаивании

ВОГ-230 выполнен с переменным шагом оребрения по глубине аппарата ($s_р = 17,5$ и 13,4 мм). Расход воздуха, продуваемого вентилятором через аппарат (при отсутствии инея на поверхности), составляет 16900 м³/ч. Конструкция аппаратов ВОГ предусматривает различные способы оттаивания поверхности (горячими парами холодильного агента с одно-

временным орошением водой; электрообогрев с одновременным орошением водой; горячими парами; электрообогрев).

На отечественных предприятиях широко применяют воздухоохладители типов Х и МХ, изготавливаемые предприятиями ВНР. Техническая характеристика аппаратов Х и МХ приведена в табл. I—34.

Во фреоновых воздухоохладителях типа ВО (рис. I—52 и табл. I—31) поверхность теплообмена состоит из медных трубок диаметром 16 × 1,0 мм с алюминиевыми ребрами размером 154 × 80 × 0,4, 74 × 80 × × 0,4 и 80 × 40 × 0,4 мм, насаживаемыми на 8, 4 или 2 трубки с шагом оребрения на первых рядах 15 мм, на последующих — 7,5 мм. Расположение трубок коридорное, расстояние по осям трубок 40 мм.

Для предотвращения коррозии ребра анодируются и покрываются лаком, трубки подвергаются лужению. Вследствие высокого аэродинамического сопротивления при нарастании инея в воздухоохладителях, работающих в режимах с инееобразованием, большей частью применяют коридорное расположение трубок.

Скорости воздуха в живом сечении аппарата (без инея) в среднем принимают порядка 3—5 м/с.

Камерные воздухоохладители проектируются на глубину охлаждения воздуха до 4°С, канальные — более 4°С. Разность между температурой воздуха в камере и температурой кипения холодильного агента принимают 7—10°С (для фруктохранилищ 5—6° С).

Число рядов трубок по ходу воздуха колеблется в широких пределах и составляет в среднем у камерных воздухоохладителей 10—16 рядов, у канальных — до 20—25 рядов. Удельный тепловой поток $q_{F_н} = 90 \div 140$ Вт/м².

Оттаивание воздухоохладителей осуществляется тремя основными способами или их комбинацией: горячими парами холодильного агента; орошением водой; электронагревателями (ТЭНами). В воздухоохладителях НВО и ВО применяют первый способ, в ВОП — первый и третий, в ПВО — первый и второй.

Смешанные воздухоохладители

К аппаратам этого типа относятся поверхностные воздухоохладители, орошаемые хладоносителем. Их применяют в центральных секционных кондиционерах, в холодильных камерах для оттаивания воздухоохладителей и в пенных кондиционерах..

В центральных секционных кондиционерах ребристые секции воздухоохладителя (рис. I—53) орошаются рециркулирующей водой для повышения коэффициента теплопередачи и увлажнения воздуха в зимнее время, а также для промывки и обеспыливания воздуха. Отношение массовых расходов воды и воздуха (коэффициент орошения μ) составляет 0,7—1. При этом полный коэффициент теплопередачи, учитывающий влагообмен, по данным [2], в четырехрядном воздухоохладителе (диаметр трубки 22 мм; навивные спиральные ребра высотой 1 мм; шаг ребер 4,4 мм; толщина ребер 0,7 мм) увеличивается на 60—70%, а аэродинамическое сопротивление — на 80—100%. В восьмирядном аппарате коэффициент теплопередачи увеличивается на 15—20%.

В двухрядном воздухоохладителе (диаметр трубки 15 мм; накатные спиральные ребра высотой 7 мм; $w_{тр} = 1$ м/с) с орошением подветренной части (навстречу воздуху) при коэффициенте орошения 0,75 коэффициент теплопередачи увеличивается на 67% [5]. Аэродинамическое сопротивление при орошении по сравнению с аэродинамическим сопротивлением сухой поверхности также возрастает:

$W_р$, кг/(м²·с)	3	4	5	6	8	10
$\Delta P_{ор}/\Delta P_{сух}$	3,5	2,7	2,2	1,9	1,5	1,2

С ростом скорости воздуха отношение аэродинамических сопротивлений снижается, что можно объяснить срывом с поверхности капелек влаги, так же как и при выпадении влаги в виде росы (см. рис. I—46).

В холодильных камерах для оттаивания воздухоохладителей трубы периодически орошают водой при выключенном воздухоохладителе (расход воды составляет до 0,5 кг/с на участке трубы длиной 1 м). Иногда применяют постоянное орошение змеевиков воздухоохладителя рассолом или этиленгликолем для предотвращения образования инея и интенсификации теплообмена (рис. I—54). Скорость движения воздуха в живом сечении выбирают не более 5 м/с, а плотность орошения — не выше 1 кг/(м² · с). Шаг оребрения принимают равным 10—15 мм.

Наружный коэффициент теплоотдачи можно принимать по уравнениям для сухого теплообмена, умножая полученные величины на коэффициент $\alpha_{ор}/\alpha_{сух}$:

Re	800	1000	2000	4000	6000
$\alpha_{ор}/\alpha_{сух}$	1,4	1,5	1,7	1,9	2,0

Здесь $Re = wd_э/\nu_в$; w — скорость движения воздуха в живом сечении, м/с; $d_э$ — эквивалентный диаметр по уравнению (I—75).

Аэродинамическое сопротивление орошаемого воздухоохладителя примерно в 3 раза больше, чем сухого.

В пенных кондиционерах среди пены размещают гладкотрубные змеевики воздухоохладителя непосредственного охлаждения (рис. I—55). При этом пена выполняет роль интенсификатора наружной теплоотдачи от змеевика к воздуху наподобие оребрения [3]. Коэф-

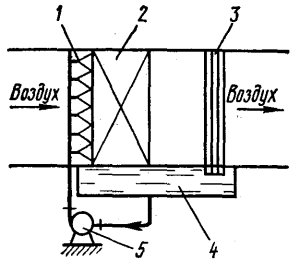


Рис. I—53. Воздухоохладитель смешанного типа с горизонтальным потоком воздуха:
1 — орошающие форсунки; *2* — ребристая поверхность; *3* — сепараторы капель; *4* — поддон для воды; *5* — насос

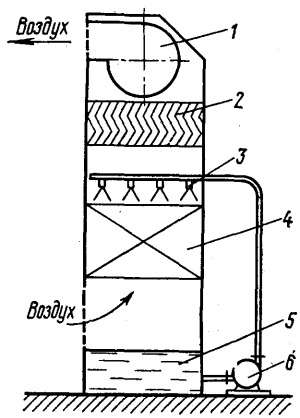


Рис. I—54. Камерный воздухоохладитель смешанного типа с вертикальным потоком воздуха:
1 — вентилятор; *2* — сепараторы капель; *3* — орошающие форсунки; *4* — ребристая поверхность; *5* — поддон; *6* — насос

фициенты теплоотдачи от пены к поверхности змеевика $\alpha_н$ даны в табл. I—35.

Данные по теплоотдаче от пены к воздуху приведены ниже, в разделе «Контактные воздухоохладители».

Автономный кондиционер с воздухоохладителем ударно-пенного типа по схеме (см.

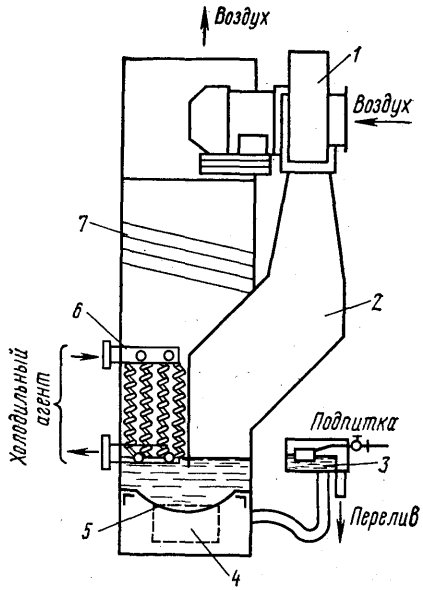


Рис. I—55. Ударно-пенный воздухоохладитель смешанного типа:
1 — вентилятор; *2* — воздухоподающий патрубок; *3* — регулятор уровня; *4* — шламоотстойник; *5* — перфорированный поддон; *6* — гладкотрубный спиральный испаритель; *7* — сепаратор для отделения капель

рис. I—53) имеет производительность по воздуху 1,25 м³/с, а холодопроизводительность 25—45 кВт.

Контактные воздухоохладители

Контактные воздухоохладители применяют преимущественно в установках кондиционирования воздуха. Они бывают форсуночные, оросительные и пенные.

Форсуночные воздухоохладители (рис. I—56) широко применяют в составе центральных секционных кондиционеров. Наиболее часто применяют двухрядные воздухоохладители со встречным расположе-

Таблица I-35 *Наружные коэффициенты теплоотдачи от пены к поверхности воздухоохладителя*

Показатели	Заглубление патрубка под уровень воды, мм									
	0			25			50			
Массовая скорость воздуха в рабочем пространстве, кг/(м²·с)	5,0	6,0	7,0	5,0	6,0	7,0	4,5	5,0	6,0	6,5
$\alpha_н$, Вт/(м²·К)	2300	4000	5800	4600	5900	7300	5100	5700	7000	7500

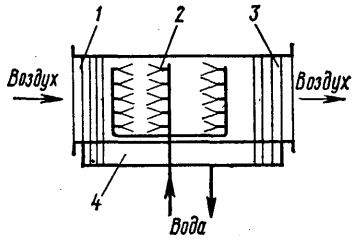


Рис. I—56. Схема форсуночного трехрядного воздухоохладителя:
1 — входные сепараторы капель; *2* — форсунки; *3* — выходные сепараторы капель; *4* — поддон

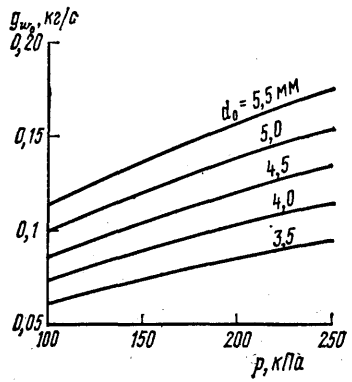


Рис. I—57. Гидравлическая характеристика тангенциальных форсунок с различным диаметром выходного отверстия d_0

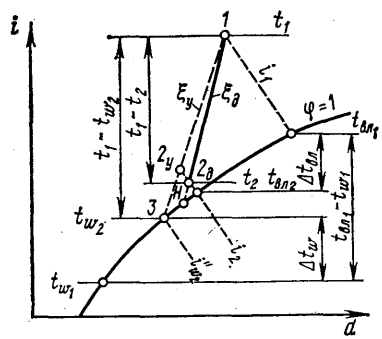


Рис. I—58. Изображение в *d*, *i*-диаграмме процесса изменения состояния воздуха в форсуночном воздухоохладителе

нием форсуночных факелов. Скорость воздуха в камере воздухоохладителя составляет 2—3 м/с. Форсунки тангенциального типа с диаметром выходного отверстия 4—5,5 мм располагаются в шахматном порядке (плотность расположения 15—30 шт./м²). Плотность орошения в каждом ряду форсунок принимается равной $g_w = 2 \div 5$ кг/(м² · с), что соответствует коэффициенту орошения (отношение массовых расходов воды и воздуха) $\mu = 1{,}5 \div 3$.

Гидравлическая характеристика форсунок дана на рис. I—57. От 65 до 80% воды разбрызгивается в виде крупных капель диаметром свыше 0,5 мм, а остальная вода — в виде мелких капель (0,05—0,5 мм). Мелкие, более нагретые, капли относятся потоком воздуха к сепараторам. Поэтому процесс в форсуночной камере приближается к параллельному току.

Кроме основного процесса охлаждения и осушения воздуха ($1—2_y$ на рис. I—58), осуществляемого крупными каплями, который условно можно считать ориентированным на температуру выходящей воды t_{w2}, имеется так называемый процесс адиабатического доувлажнения воздуха ($2_y — 2_\partial$ на рис. I—58) мелкими каплями, нагревшимися до температуры влажного термометра.

Расчетные коэффициенты форсуночных воздухоохладителей рассмотрены ниже.

1. Температурный коэффициент охлаждения

$$\eta_t = (t_{в1} - t_{в2})/(t_{в1} - t_{w2}). \qquad (I—92)$$

Здесь $t_{в1}$ и $t_{в2}$ — температуры воздуха до воздухоохладителя и после него; t_{w2} — температура воды после воздухоохладителя.

2. Энтальпийный коэффициент охлаждения

$$\eta_i = (i_1 - i_2)/(i_1 - i''_{w2}) \cong$$

$$\cong (t_{вл1} - t_{вл2})/(t_{вл1} - t_{w2}), \qquad (I—93)$$

где $t_{вл1}$ и $t_{вл2}$ — температуры воздуха по влажному термометру, °С; i''_{w2} — удельная энтальпия насыщенного воздуха с температурой t_{w2}, кДж/кг.

Этих двух коэффициентов достаточно для определения состояния воздуха после воздухоохладителя. Удобно пользоваться также коэффициентом отклонения, представляющим собой отношение первых двух коэффициентов.

3. Коэффициент отклонения

$$a = \eta_i/\eta_t = \xi_y/\xi - (t_{в1} - t_{в2y})/(t_{в1} - t_{в2}), \qquad (I—94)$$

где ξ_y и ξ — соответственно коэффициенты влаговыпадения в условном (*1—2y*) и действительном (*1—2∂*) процессах.

Характеристикой условий протекания во-

ды и воздуха является коэффициент орошения μ:

$$\mu = G_w/G_в. \qquad (I—95)$$

Опытные значения температурных и энтальпийных коэффициентов охлаждения даны на рис. I—59 в зависимости от коэффициента орошения μ. Коэффициент отклонения однозначно зависит от психрометрической разности температур в конце условного процесса $t_{в2у} - t_{вл2}$ (рис. I—60).

Наиболее часто встречается случай расчета вновь проектируемой установки, когда заданы начальное состояние воздуха ($t_{в1}$, φ_1, i_1, d_1), количества теплоты (Q_0) и влаги (W_0), которые надо отвести в аппарате. Требуется определить конечное состояние воздуха ($t_{в2}$, φ_2, i_2), начальную и конечную температуры воды (t_{w1} и t_{w2}), расходы воды G_w и воздуха $G_в$.

Второй, более редкий, случай расчета существующей установки—когда заданы начальное состояние воздуха, начальная температура воды, а также расходы воды и воздуха. Требуется определить состояние воздуха и температуру воды на выходе из воздухоохладителя. Для нахождения температуры воды t_{w2} применяют уравнение

$$t_{w2} = (\mu c_w t_{w1} + \eta_i m t_{вл1})/(\mu c_w + \eta_i m). \qquad (I—96)$$

Здесь

$$m = \Delta i''_w/\Delta t_w = \left(i_1 - i''_w\right)/(t_{вл1} - t_{w2}). \qquad (I—97)$$

Значения m при различных температурах и барометрическом давлении 100 кПа (750 мм рт. ст.) приведены ниже.

Средняя температура воздуха по влажному термометру $(t_{вл1} + t_{w2})/2$, °С	0	5	10	15	20	25
m, кДж/(кг·К)	1,70	1,94	2,34	2,82	3,63	4,20

Оросительные воздухоохладители (рис. I—61) состоят из орошаемой хладоносителем поверхности (насадки), через которую продувается воздух, и сепараторов, улавливающих уносимые потоком воздуха капли.

В качестве насадки применяют кольца Рашига (табл. I—36), капроновые сетки, щиты из пластмассы, образующие узкие вертикальные каналы, гофрированную бумагу, пропитанную специальными составами (регулярная щелевая насадка) [8, 15, 45].

Холодопроизводительность оросительного воздухоохладителя Q может быть подсчитана по уравнению

$$Q = kF\Theta\xi. \qquad (I—98)$$

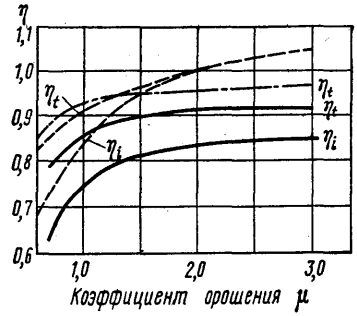


Рис. I—59. Зависимость температурного η_t и энтальпийного η_i коэффициентов охлаждения от коэффициента орошения μ в форсуночном воздухоохладителе [$\omega\rho$ = 2,5 кг/(м²·с)] без орошения выходных сепараторов холодной водой (сплошные линии), с орошением (пунктирные линии), при адиабатическом увлажнении (штрихпунктирные линии)

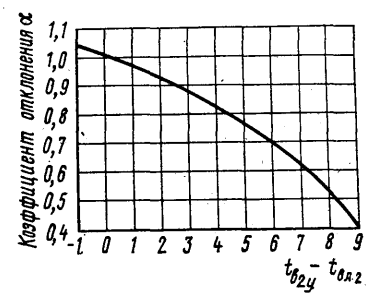


Рис. I—60. Зависимость коэффициента отклонения от психрометрической разности температур в конце условного процесса $t_{в2у} - t_{вл2}$

Здесь k — коэффициент конвективного теплообмена; F — площадь наружной поверхности насадки;

$$\Theta = \frac{(t_{в1} - t_{w2}) - (t_{в2} - t_{w1})}{2{,}3 \lg \dfrac{t_{в1} - t_{w2}}{t_{в2} - t_{w1}}}. \qquad (I—99)$$

Коэффициент конвективного теплообмена для колец Рашига, отнесенный к наружной поверхности колец (рис. I—62),

$$k = 15{,}7\delta^{-0,4} g_w^{0,42} (w\rho)^{0,7}. \qquad (I—100)$$

Здесь δ — толщина слоя колец (от 0,1 до 1,0 м); g_w — плотность орошения на 1 м² го-

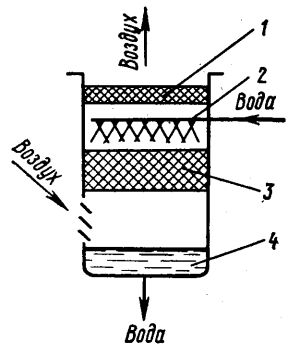


Рис. I—61. Схема оросительного воздухоохладителя:

1 — сепараторы капель; *2* — форсунки; *3* — насадка; *4* — поддон

Таблица I-36 *Техническая характеристика керамических колец Рашига*

Размеры кольца, мм	Наружная поверхность колец на 1 м³ объема насадки, м²/м³	Объем пустот на 1 м³ насадки, м³/м³	Объемная масса насадки, кг/м³	Эквивалентный диаметр насадки, мм
15×15×2	330	0,70	690	8,5
25×25×3	204	0,74	582	14,5
50×50×5	87,5	0,785	500	36,0

ризонтального сечения камеры (f_1); $w\rho$ — массовая скорость воздуха во фронтальном сечении.

Уравнение (I—100) выведено из опытов с орошением водой колец диаметром 25 мм. В первом приближении его можно применять и для колец диаметром 15 и 50 мм. При орошении колец рассолом $CaCl_2$ коэффициент теплообмена будет снижаться в соответствии с изменением вязкости рассола (табл. I—37).

При расчете контактных рассольных воздухоохладителей следует учитывать, что ли-

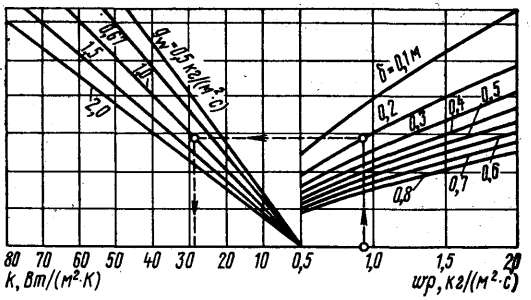


Рис. I—62. Зависимость коэффициента теплопередачи воздухоохладителя с кольцами Рашига от толщины слоя колец, плотности орошения воды и массовой скорости воздуха

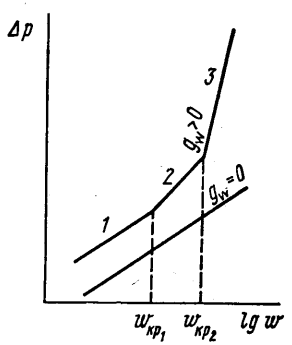


Рис. I—63. Зависимость аэродинамического сопротивления Δp слоя орошаемой насадки от скорости воздуха w при различных режимах работы:

1 — спокойный режим; *2* — срыв и унос капель; *3* — клокочущий слой (пена)

ния, характеризующая процесс в *d,i*-диаграмме, направлена на точку со средней температурой рассола, лежащую на линии $\varphi < 1$ [40].

При расчете контактных воздухоохладителей, орошаемых водой, с малыми коэффициентами охлаждения наблюдается отклонение состояния выходящего воздуха в *d,i*-диаграмме от прямой, направленной на среднюю температуру воды.

Зависимость аэродинамического сопротивления орошаемой насадки от скорости воздуха

Таблица I-37 *Снижение k при орошении колец рассолом $CaCl_2$*

Показатели	$\rho_{рас}$, кг/м³						
	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1280
Температура замерзания рассола, °С	0	—3,0	—7,1	—12,7	—21,2	—34,6	—50,1
$k_{рас}/k_w$	1,0	0,95	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

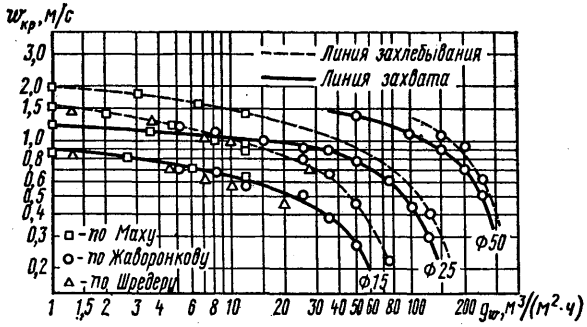


Рис. I—64. Критические скорости воздуха в слое колец Рашига

схематически показана на рис. I—63. До первой критической скорости воздуха последний не нарушает стекающую пленку воды. Начиная с первой критической скорости $w_{кр1}$, наблюдается унос капель воды, срываемых с пленки. Начиная со второй критической скорости $w_{кр2}$, образуется клокочущий слой и происходит большой выброс воды. Нормальная устойчивая работа аппарата при этом делается невозможной. Показатель степени n в зависимости $\Delta p = Cw^n$ в первом режиме для колец Рашига равен 1,8—2, во втором увеличивается до 2,2—2,7, а в третьем — до 5—6. Критические скорости воздуха зависят от плотности орошения и от размеров колец (рис. I—64). Аэродинамическое сопротивление Δp проходу воздуха через орошаемый слой колец Рашига с диаметром 25 мм в пределах первых двух режимов может быть определено по уравнению из [8]

$$\Delta p = [1550\delta + (26{,}5 + 162{,}5\delta)\, g_w]\, w^{2{,}4-\delta}. \qquad (I—101)$$

Номограмма для расчетов по этому уравнению дана на рис. I—65. Аэродинамическое сопротивление сухого слоя колец Рашига

$$\Delta p_{сух} = 324\delta w^{1{,}88}. \qquad (I—102)$$

Все скорости здесь отнесены не к живому, а к фронтальному сечению воздухоохладителя.

В оросительной насадке из капроновой сетки, образованной нитями сечением 1,2 × × 0,1 мм с ячейками 2 × 2 мм, обычно содержится около 30 сеток, наложенных друг на друга [38]. Объем пустот в общем объеме насадки составляет 85%.

Аэродинамическое сопротивление такой насадки выражается уравнением

$$\Delta p = 42{,}2 w^{1{,}85} g_w^{0{,}3}. \qquad (I—103)$$

Здесь w — линейная скорость воздуха во фронтальном сечении.

Величина аэродинамического сопротивления насадки из сеток значительно меньше, чем колец Рашига. При равной площади орошаемой поверхности насадка из сеток имеет толщину, в 8—10 раз меньшую, чем насадка из колец Рашига.

Регулярная щелевая насадка находит наибольшее применение в вентиляторных градирнях. Поэтому более подробно они описаны в разделе «Водоохлаждение устройства» справочника «Проектирование холодильников» этой же серии.

В вертикальных воздухоохладителях весьма перспективно устройство противоточной щелевой насадки [15], а для горизонтальных — поперечноточной с горизонтальным протеканием воздуха и вертикально стекающей по щитам пленкой орошающей воды [45].

Пенные воздухоохладители по методу образования пены делятся на ударно-пенные; циклонно-пенные; тарельчато-пенные.

Схема ударно-пенного контактного воздухоохладителя аналогична схеме, изображенной на рис. I—55, но в отличие от нее не имеет змеевика. Низкая температура воды, охлаждающей воздух, поддерживается путем непрерывной подачи в рабочий объем холодной воды из испарителя. Пена образуется потоком воздуха, ударяющимся о поверхность воды со скоростью 20— 25 м/с.

При массовой скорости воздуха в рабочем пространстве $w\rho = 6 \div 7$ кг/(м² · с) высота пены достигает 500 мм и она заполняет весь рабочий объем. Коэффициент массообмена между воздухом и пеной σ_V, отнесенный к 1 м³ рабочего объема, приведен в табл. I—38. Там же дано и аэродинамическое сопротивление Δp в виде функции от $w\rho$ при разном заглублении h воздухоподающего патрубка под статический уровень воды [3].

В циклонно-пенных воздухоохладителях пена образуется в цилиндрическом сосуде, в который через улиткообразный канал тангенциально подается воздух со скоростью до 20 м/с (рис. I—66). Пена движется по стенке снизу вверх спиралеобразно на высоту до

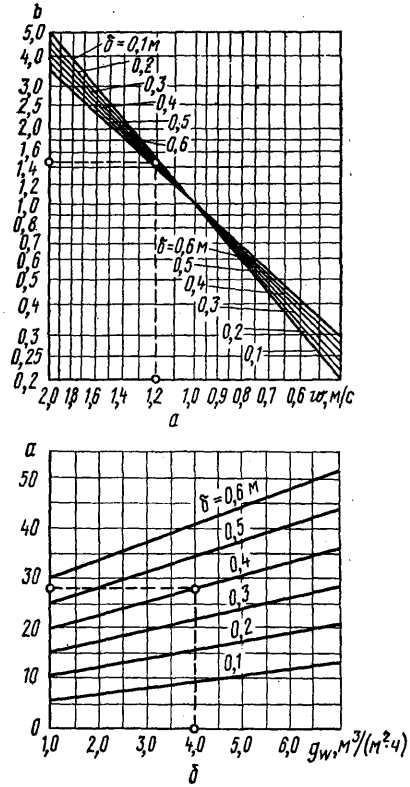


Рис. I—65. Номограмма для расчета аэродинамического сопротивления орошаемого слоя колец Рашига диаметром 25×25×3 мм ($\Delta p = ab$, Па);

а — коэффициент *а*; *б* — коэффициент *b*

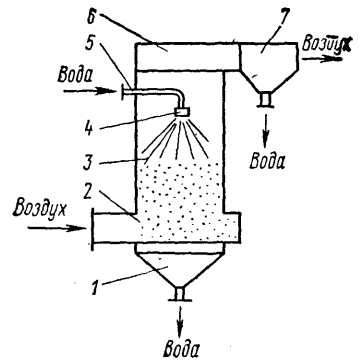


Рис. I—66. Схема циклонно-пенного аппарата конструкции [3]

1 — поддон; *2* — улитка для закручивания воздушного потока; *3* — рабочая камера; *4* — форсунка для разбрызгивания воды; *5* — трубопровод подачи воды; *6* — улитка для раскручивания воздушного потока; *7* — сепаратор капель

Таблица I-38 *Коэффициент массообмена* σ_V [*кг/(м³·с)*] *и аэродинамическое сопротивление* Δp (*Па*) *пенных воздухоохладителей*

Массовая скорость w_ρ, кг/(м²·с)	Высота заглубления *h*, м		
	0	0,025	0,05
Коэффициент массообмена			
4,5	—	—	11,6
5,0	10,5	12,1	13,2
5,5	12,2	13,6	14,8
6,0	13,9	15,4	16,4
6,5	15,7	17,2	18,1
7,0	17,5	—	—
Аэродинамическое сопротивление			
4,5	540	735	863
5,0	580	800	1020
5,5	640	913	1130
6,0	735	1040	1250
6,5	960	1220	1430
7,0	1230	1450	1620

0,6 м. В верхней части аппарата имеется вторая улитка, раскручивающая поток воздуха в обратном направлении. Скорость воздуха в рабочей камере 5—6 м/с. Объемный коэффициент массообмена σ_V в циклонно-пенных воздухоохладителях при плотности орошения $g_w = 7{,}3$ кг/(м² · с), скорости около 5 м/с и высоте слоя пены $h = 0{,}4$ м равен 18,5 кг/(м² · с). [36].

Охлаждающие батареи

Охлаждающие батареи классифицируют: а) по конструкции охлаждающей поверхности — на ребристые с навивными и пластинчатыми ребрами, гладкотрубные и панельные; б) по охлаждающему веществу — на аммиачные, рассольные и фреоновые; в) по компоновке — на одно- и двухрядные; г) по расположению — на потолочные и пристенные; д) по исходному материалу — на стальные (аммиачные, рассольные), стеклянные (гладкотрубные рассольные) и медные (фреоновые).

Аммиачные батареи долгое время изготовляли из стальных бесшовных труб диаметром 57 × 3,5 мм с навитыми спиральными ребрами из частично гофрированной стальной ленты шириной 46 мм, толщиной 1 мм, с шагом вит-

ков 35,6 мм. Один метр такой трубы имел наружную поверхность охлаждения ≈ 1 м². Централизованное производство батарей отсутствовало, и они изготовлялись кустарным образом на месте монтажа.

В настоящее время действует ГОСТ 17645—78 на охлаждающие батареи, рассчитанный на централизованное изготовление батарей или их секций. ГОСТом предусмотрена унификация рассольных и аммиачных батарей, выполняемых из стальных горячекатаных труб диаметром 38 × 2,5 мм, оребренных спирально навитой стальной лентой 45 × 0,8 мм с шагом 30 и 20 мм, что дает наружную поверхность на 1 пог. м трубы примерно в 1,5—2 м²/пог. м, а коэффициент оребрения $\beta = 10 \div 14{,}4$. После сборки секции подвергаются горячему оцинкованию.

ГОСТом установлены три типа охлаждающих батарей: коллекторные однорядные пристенные и потолочные; змеевиковые однорядные пристенные и потолочные; коллекторные однорядные потолочные с увеличенным шагом труб.

Схемы секций даны на рис. I—67, а технические характеристики — в табл. I—39. На рис. I—68 показаны примеры компоновки из этих секций пристенной змеевиковой батареи (*а*), пристенной коллекторной батареи (*б*) и потолочной батареи конструкции Ш. Н. Кобулашвили (*в*).

При компоновке рассольных и аммиачных батарей желательно, чтобы общая длина одного шланга не превышала свыше 80—100 м.

Холодопроизводительность охлаждающей батареи может быть определена по уравнению

$$Q = kF\Theta, \qquad \text{(I—104)}$$

где F — наружная площадь поверхности труб и ребер; $\Theta = t_в - t_а$ — температурный напор, разность между температурой воздуха в камере и средней температурой хладагента или хладоносителя в батарее;

$$k = 1/\left(\alpha_н^{-1} E_н^{-1} + \beta\alpha_а^{-1}\right), \qquad \text{(I—105)}$$

где $$\alpha_н = \alpha_л\psi + 1/\left(\alpha_к^{-1}\xi^{-1} + R_{ин}\right). \qquad \text{(I—106)}$$

Здесь $\alpha_л$ — коэффициент теплообмена лучеиспусканием; ψ — коэффициент облученности, учитывающий степень затененности поверхности батареи и равный отношению количества лучистой энергии, фактически полученной батареей, к количеству, которое было бы получено полностью открытой облучению поверхностью. Остальные обозначения см. выше в пояснениях к уравнениям (I—46) — (I—56).

$$\alpha_л = C_л\left[\left(\frac{T_в}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_н}{100}\right)^4\right]\Big/(T_в - T_н) = C_д a. \qquad \text{(I—107)}$$

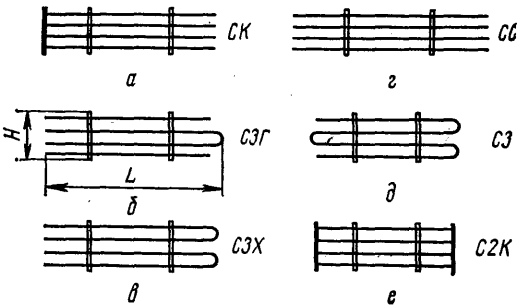


Рис. I—67. Схемы стандартных секций оребренных охлаждающих батарей (ГОСТ 17645—72):

а — одноколлекторная (*СК*); *б* — змеевиковая головная (*СЗГ*); *в* — змеевиковая хвостовая (*СЗХ*); *г* — средняя (*СС*); *д* — змеевиковая (*СЗ*); *е* — двухколлекторная (*С2К*)

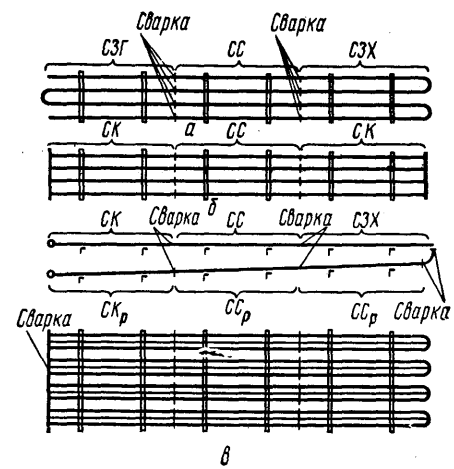


Рис. I—68. Примеры компоновки охлаждающих батарей из стандартных секций:

а — пристенная змеевиковая батарея; *б* — пристенная коллекторная батарея; *в* — потолочная батарея конструкции Ш. Н. Кобулашвили. Секции с индексом «р» — разреженные (s=320 мм)

Здесь $C_л$ — коэффициент лучеиспускания поверхности батарей. Для увлажненной металлической поверхности $C_л = 5{,}6$ Вт/(м² · К⁴); для поверхности, покрытой инеем, $C_л = 5{,}45$ Вт/(м² · К⁴).

$$a = \left[\left(\frac{T_в}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_н}{100}\right)^4\right]\Big/(T_в - T_н). \qquad \text{(I—108)}$$

Здесь $T_в$ — абсолютная температура ограждений камеры, приравниваемая обычно к

Таблица I-39 *Стандартные батареи и их секции*

Тип секции	Условное обозначение	Размеры, мм			Число труб	Площадь охлаждающей поверхности (в м²) при шаге ребер, мм		Масса (в кг) при шаге ребер, мм	
		длина	высота	шаг труб		20	30	20	30
Одноколлекторные	СК	2750	640	160	4	16,85	11,7	94,4	74,2
		2750	960	160	6	25,1	17,5	136,2	110,6
		2750	1280	320	4	16,85	11,7	102,7	82,6
Змеевиковые головные	СЗГ	2750	640	160	4	16,85	11,7	90,4	70,7
		2750	960	160	6	25,1	17,5	136,3	105,5
Змеевиковые хвостовые	СЗХ	2750	640	160	4	16,85	11,7	91,0	70,8
		2750	960	160	6	25,1	17,5	136,4	105,6
Средние	СС	3000	640	160	4	18,4	12,75	98,2	76,1
		4250	960	160	6	39,0	27,0	209,0	162,0
		6000	1280	320	4	36,9	25,3	212,0	167,0
Змеевиковые	СЗ	2000	640	160	4	9,15	6,4	68,0	52,6
		4250	960	160	6	39,1	27,1	212,0	162,0
Двухколлекторные	С2К	2000	640	160	4	9,15	6,4	74,8	60,0
		4250	960	160	6	39,1	27,1	219,0	173,0

температуре воздуха в ней; $T_н$ — абсолютная средняя температура охлаждающей поверхности.

Значения a даны на рис. I—69. Из него видно, что коэффициент теплообмена лучеиспусканием $\alpha_л$ при $\Theta_н = T_в - T_н \cong 10°$ С для камер охлажденных продуктов равен 4,2 Вт/(м² · К), а в камерах мороженых продуктов ($t_п = -20°$ С) этот коэффициент равен 3,3 Вт/(м² · К), что для гладкотрубных батарей составляет заметную долю в общем коэффициенте теплопередачи. В ребристых батареях значения коэффициентов облученности меньше в 3—4 раза и соответственно значительно меньше доля теплообмена лучеиспусканием в общем теплообмене. Коэффициент облученности

Рис. I—69. Зависимость a [см. уравнение (I—108)] от температуры поверхности батареи и от температурного напора

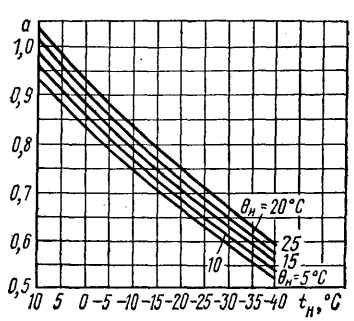


Таблица I-40 *Коэффициенты облученности ψ для гладкотрубных батарей*

Батарея	$s_т/d_т$					
	1	2	3	4	5	6
Однорядная	0,63	0,82	0,87	0,90	0,91	0,92
Двухрядная	0,31	0,52	0,63	0,70	0,74	0,77

для одиночной гладкой трубы равен 1. Для батарей из гладких труб значения ψ приведены в табл. I—40 в зависимости от отношения шага труб $s_т$ к их наружному диаметру $d_т$.

В ребристой трубе даже при одиночном ее расположении вследствие взаимного экранирования ребер коэффициент облученности ψ_1 будет всегда меньше единицы (рис. I—70, *а*).

Взаимное затенение ребристых трубок в батарее учитывается коэффициентом облученности ψ_2 (рис. I—70, *б*).

Общий коэффициент облученности ребристой батареи

$$\psi = \psi_1\psi_2. \qquad (I—109)$$

Для однорядных стандартных батарей при шаге ребер 20 мм $\psi = 0,22$, а при 30 мм $= 0,285$; для двухрядных—соответственно 0,12 и 0,15. Коэффициент конвективной теплоотдачи для ребристых батарей со стальными навивными ребрами [23]

$$\alpha_к = 2,3\Theta_н^{0,25}. \qquad (I—110)$$

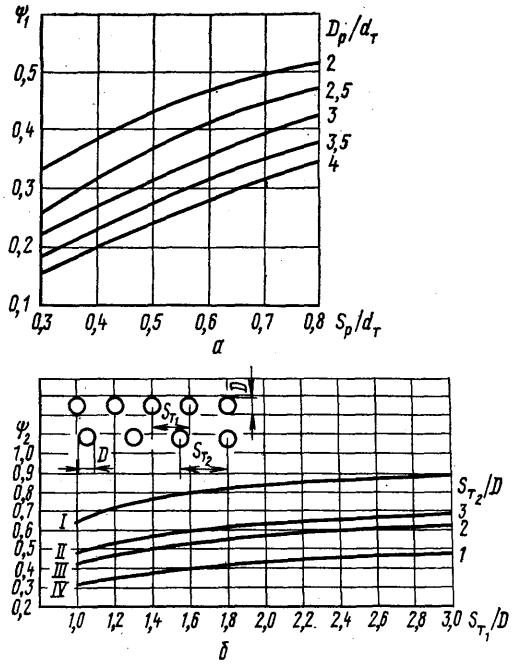


Рис. I—70. Зависимость коэффициентов облученности от геометрических соотношений в ребристой батарее:

а — ψ_1 для отдельной ребристой трубы; *б* — ψ_2 для однорядной (*I*) и двухрядной (*II*, *III* и *IV*) батарей

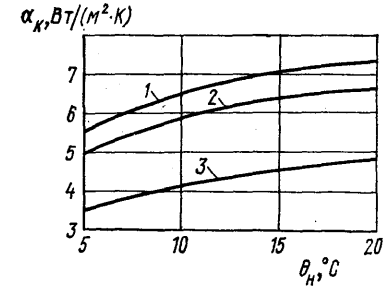


Рис. I—71. Зависимость конвективного коэффициента теплоотдачи $\alpha_к$ охлаждающих батарей от температурного напора $\Theta_н$:

1 — гладкотрубных диаметром 38 мм; *2* — гладкотрубных диаметром 57 мм; *3* — ребристых с навитыми ребрами [см. уравнение (I—110)]

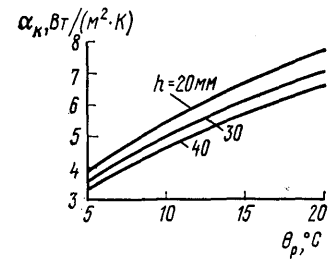


Рис. I—72. Зависимость конвективного коэффициента теплоотдачи $\alpha_к$ охлаждающих батарей торговых прилавков с пластинчатыми ребрами от температурного напора $\Theta_р$ при $t_в = 0°$ С [см. уравнение (I—111)]

Здесь $\Theta_н = t_в - t_н$ — температурный напор между воздухом и наружной поверхностью труб и ребер.

На рис. I—71 даны значения $\alpha_к$ для ребристых батарей по уравнению (I—110) и для гладкотрубных [41]. Для батарей торгового типа с пластинчатым латунным оребрением (диаметр трубок 16 мм, шаг оребрения 12—22 мм, толщина ребер 0,5 мм, высота ребер 20—35 мм, коридорное расположение труб в два ряда по высоте) выведена зависимость

$$\alpha_к = (1{,}1 - 0{,}046 t_в)\, \Theta_р^{0,5}\, s_р^{0,1}\, h_р^{-0,22}. \quad (I—111)$$

Здесь $\Theta_р = t_в - t_{о.р}$ — температурный напор между воздухом и основанием ребра ($t_{о.р} \cong t_т$); $h_р = (B - d_т)0{,}5$ — условная высота ребра от поверхности трубы по кратчайшему расстоянию до кромки квадратного ребра со стороной B.

В пределах $s_р = 0{,}012 \div 0{,}022$ м можно с точностью до ±3% принимать $s_р^{0,1} = 0{,}66$. С этим упрощением уравнение (I—111) изображено графически на рис. I—72.

Тепловым сопротивлением контакта труб и ребер в охлаждающих батареях при хорошем их выполнении можно пренебрегать вследствие малых значений плотности теплового потока.

Влияние снеговой шубы на коэффициент теплопередачи более заметно (рис. I—73). Различный характер изменения теплового сопротивления слоя инея во времени для ребристых и гладкотрубных батарей объясняется ростом наружной теплопередающей поверхности в гладкотрубных батареях с повышением толщины слоя инея. В ребристотрубных батареях монотонное возрастание $R_{ин}$ сменяется резким его увеличением при зарастании инеем промежутков между ребрами.

В гладкотрубных батареях тепловым сопротивлением на внутренней стороне трубы можно пренебречь. Уравнение (I—105) запишется в следующем виде:

$$k = \alpha_н E_н. \quad (I—112)$$

В гладкотрубных батареях из стеклянных труб рекомендуется в уравнении (I—105) вместо внутреннего теплового сопротивления

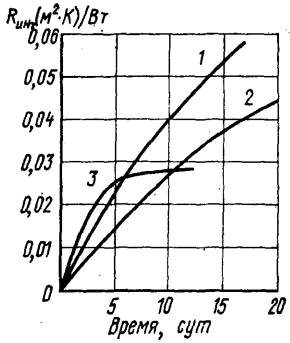


Рис. I—73. Зависимость теплового сопротивления слоя инея от времени в камерах хранения охлажденных и мороженых продуктов:

Параметры	Номер кривой		
	1	*2*	*3*
$t_в$, °С	1,0	—15,2	—10,5
$\varphi_в$	0,87	0,95	0,91
$t_а$, °С	—9,0	—25,0	—18,0
ξ	1,53	1,14	1,30
Тип батареи	Ребристая		Гладкотрубная

учитывать тепловое сопротивление стеклянной трубки $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$. Коэффициент теплопроводности стекла $\lambda_{ст} \cong 0{,}75$ Вт/(м · К).

Коэффициент теплопередачи камерных батарей без учета слоя инея приведен для гладких труб в табл. I—41, а для стальных ребристых труб с навивными ребрами — в табл. I—42.

Таблица I-41 *Коэффициенты теплопередачи гладкотрубных стальных батарей k, Вт/(м²·К)*

Батарея	Параметры воздуха в камере		Температурный напор, °С		
	$t_в$, °С	$\varphi_в$	5	10	15
Пристенная					
однорядная	0	0,85	10,8	11,5	12
	—18	0,95	6,9	7,9	8,3
двухрядная	0	0,85	9,9	10,6	11,0
	—18	0,95	6,8	7,2	7,6
Потолочная					
однорядная	0	0,85	8,0	8,5	9,0
	—18	0,95	5,4	5,8	6,3
двухрядная	0	0,85	7,0	7,6	8,1
	—18	0,95	5,0	5,3	5,7

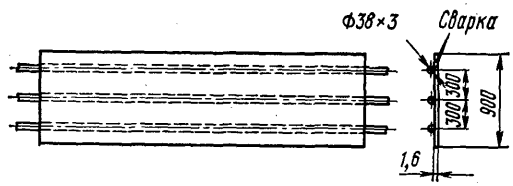


Рис. I—74. Элемент панельной батареи

Таблица I-42 *Коэффициенты теплопередачи стальных батарей с навивными ребрами k, Вт/(м²·К)*

Батарея	Температурный напор θ, °С	Параметры воздуха в камере	
		$t_в = 0$°С, $\varphi_в = 0{,}85$	$t_в = -18$°С, $\varphi_в = 0{,}95$
Потолочная конструкции Ш. Н. Кобулашвили	10	6,0	4,8
Пристенная			
пятитрубная	10	4,9	3,8
десятитрубная	10	4,5	3,6
пятнадцатитрубная	10	4,4	3,4

Панельные батареи применяют в качестве пристенных и потолочных для уменьшения наружных теплопритоков в холодильные камеры. Элемент батареи состоит из куска листовой стали с приваренными к нему трубками (рис. I—74). Коэффициент оребрения $\beta = 7$. Коэффициент теплопередачи панельной батареи при $\theta = 10$°С составляет около 5 Вт/(м² · К).

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

К разделам «Конденсаторы» и «Испарители»

A — коэффициент;
a — нормативный коэффициент отчислений, %;
$Г$ — плотность орошения, кг/(м · с);
E — коэффициент эффективности, год$^{-1}$;
K — капитальные затраты, руб.;
K' — стоимость оборудования, руб.;
$П$ — приведенные годовые затраты, руб./год; поверхность
C — эксплуатационные расходы, руб./год;
P — ремонтные расходы, руб./год;
$Ц$ — стоимость электроэнергии, воды, руб./(кВт · ч); руб./м³;
$Э$ — расходы на электроэнергию, руб./год;
B — длина, м;

b — ширина ребра, м;
c — удельная теплоемкость, Дж/(кг · К);
D — диаметр кожуха аппарата, м;
d — влагосодержание, кг/кг; диаметр, м;
E — коэффициент эффективности поверхности;
Eu — число Эйлера;
F — площадь поверхности, м²;
G — расход среды, кг/с;
g — ускорение свободного падения, м/с²;
H — высота, м;
i — удельная энтальпия, Дж/кг;
k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К);
L, l — длина труб, кожуха, м;
N — мощность, Вт;
Nu — число Нуссельта;
n — число труб, секций, шт.;
Pr — число Прандтля;
Q — тепловой поток, Вт;
q — плотность теплового потока, Вт/м²;
R — тепловое сопротивление, м² · К/Вт;
Re — число Рейнольдса;
r — теплота парообразования, кДж/кг;
s — шаг труб, ребер; м;
t — температура, ° С;
W — расходы на воду, руб./год;
w — скорость, м/с;
V — объемный расход, м³/с;
$w\rho$ — массовая скорость, кг/(м² · с)
z — число ходов воды или хладоносителя; число труб в аппарате;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К)
β — коэффициент оребрения;
Δp — потеря давления, гидравлическое сопротивление, Па;
Δi_m — средняя логарифмическая разность энтальпий, кДж/кг;
δ — толщина стенки, слоя или ребра, м;
η — коэффициент полезного действия насоса, вентилятора;
Θ — температурный напор, ° С;
λ — теплопроводность, Вт/(м · К);
μ — динамическая вязкость, Па · с;
ν — кинематическая вязкость, м²/с;
ξ — коэффициент гидравлического трения;
ρ — плотность, кг/м³;
σ — коэффициент влагообмена, кг/(м² · с);
τ — число часов работы оборудования в году, ч/год;
φ — степень оребрения, относительная влажность воздуха;

Индексы нижние

0 — кипение;
1 — вход среды в аппарат;
2 — выход среды из аппарата;
а — холодильный агент;
ам — амортизационный;
ап — аппарат;
бр — брутто;
в — вода;
вз — воздух;
вл — влажный;
вн — внутренний;
г — горизонтальный;
заг — загрязнение;
зм — змеевик;
и — испаритель;
из — теплоизоляция;
к — компрессор, конденсация, конденсатор, конечный;
кр — крышка аппарата;
м — масло, местный;
н — нормативный, насос, наружный;
нт — нетто;
опт — оптимальный;
п — пар;
пг — перегрев;
пл — пленка;
потр — потребляемый;
пр — приведенный
р — ребро;
с — внешняя сеть;
ст — статический; стенка;
уд — удельный;
т.р — текущий ремонт;
тр — труба;
х — хладоноситель;
х.а — холодильный агент;
шт — штуцер;
э — электроэнергия;
экв — эквивалентный;
F — поверхность;
m — средний;
s — рассол;
w — вода.

Индексы верхние

'u'' — жидкость и пар в состоянии насыщения.

К разделу «Воздухоохладители и охлаждающие батареи»

A — постоянный коэффициент;
A,a — линейный размер, м;
a — коэффициент, К³;
a — коэффициент отклонения;
B, b — линейный размер, м;
C — линейный размер, м;
C — коэффициент;
c — удельная теплоемкость, Дж/(кг · К), кДж/(кг · К);
C — коэффициент лучеиспускания, Вт/(м² · К⁴);
D, d — диаметр, линейный размер, м;
d — влагосодержание воздуха, кг/кг;
E — линейный размер, м;
E — коэффициент эффективности;
Eu — число Эйлера;
F, f — площадь, м²;
F — (с индексом V) отношение поверхности к объему, м²/м³;

F — линейный размер, м;
G — масса, кг;
G — (с индексом F) масса квадратного метра поверхности, кг/м^2;
G — массовый расход, кг/с;
i — удельная энтальпия, кДж/кг;
g — плотность орошения, кг/(м^2 · с);
H, h — линейный размер, м;
K — линейный размер, м;
k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2 · К);
L,l — линейный размер, м;
M — линейный размер, м;
m — вспомогательная величина, м$^{-1}$ или кДж/(кг · К);
n — число трубок;
n — показатель степени;
Δp — гидравлическое(аэродинамическое) сопротивление, Па;
Q — тепловой поток (холодопроизводительность), Вт, кВт;
q — плотность теплового потока, Вт/м^2;
q — удельное количество теплоты, кДж/кг;
R — тепловое сопротивление, м^2 · К/Вт;
r — удельная теплота парообразования, Дж/кг;
Re — число Рейнольдса;
s — линейный размер, м;
T — температура, К;
t — температура °С;
V — объем, м^3;
W_0 — осушающее действие (влагопроизводительность), кг/с;
w — скорость, м/с;
x — паросодержание;
z — число рядов трубок;
α — коэффициент теплоотдачи, теплообмена, Вт/(м^2 · К);
β — коэффициент оребрения;
δ — линейный размер, м;
ε — тепловлажностное отношение, кДж/кг;
ζ — коэффициент местного гидравлического сопротивления;
ζ — вспомогательная величина (температурное отношение);
η — коэффициент охлаждения;
Θ — температурный напор, разность температур, °С, К;
υ — температурное соотношение;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м· К);
ν — кинематическая вязкость, м^2/с;
μ — коэффициент орошения;
ξ — коэффициент влаговыпадения;
ρ — плотность, кг/м^3;
σ — коэффициент массообмена, кг/(м^3 · с);
τ — коэффициент контакта;
τ — промежуток времени, с;
χ — коэффициент;
φ — относительная влажность, степень оребрения;
ψ — коэффициент облученности;
ω — коэффициент живого сечения.

Индексы нижние

0, 1, 2 — порядковый номер;
1 — начальное состояние;
2 — конечное состояние;
а — со стороны холодильного агента, хладоносителя;
в — воздух, воздухоотделитель;
вл — влажный воздух, влажная поверхность;
вн — внутренний;
ж — живое сечение;
ин — иней;
к — конвективный;
кр — критический;
кт — тепловой контакт;
л — лучеиспускание;
м — металл;
мс — местный;
н — наружный (со стороны воздуха);
о — общий, основание;
ор — орошаемая поверхность;
п — поверхность;
пс — поверхность суммарная;
р — ребро, ребристая поверхность;
рас — рассол, хладоноситель;
росы — роса;
ср — средний;
ст — стекло;
сух — сухая поверхность;
т — трубка;
у — условный;
ф — фронтальное сечение;
э — эквивалентный;
F — поверхностный;
i — энтальпийный;
l — относящийся к линейному размеру;
t — температурный;
υ — объемный;
w — вода, влага;
z — учитывающий число рядов трубок.

Индексы верхние

$'$ — условный;
$''$ — состояние насыщения;
нв — навивные ребра;
нк — накатные ребра;
пл — пластинчатые ребра;
ср — средний (за промежуток времени).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Антонов Б. Н.* Испытание аппаратов воздушного охлаждения в системе конденсации газообразного аммиака. — Химическая промышленность, 1975, № 7, с. 531—534.

2. *Баркалов Б. В., Карпис Е. Е.* Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. —М.: Госторгиздат, 1971, — 270 с.

3. *Богатых С. А.* Комплексная обработка воздуха в пенных аппаратах. — Л.: Судостроение, 1964—316 с.

4. *Быков В. А., Гоголин В. А., Товарас Н. В.* Теплообмен при пленочном течении воды в режиме работы испарительного конденсатора.— «Холодильная техника», 1984, № 1, с. 24—28.

5. *Бялый Б. И., Куликов Г. С., Русланов Г. В.* Поверхностные орошаемые теплообменники. — Вентиляция и кондиционирование воздуха. Межвузовский тематический сборник, № 6. Рига, редакционно-издательский отдел РПИ, 1973. 40 с.

6. *Временная* методика определения норм расхода воды при работе холодильных установок предприятий Минмясомолпрома СССР.— М.: ВНИКТИхолодпром, 1982, 65 с.

7. *Гачилов Т. С.* Наружный теплообмен в малых испарителях с естественной конвекцией воздуха. — Холодильная техника, 1970, № 10, с. 37—43.

8. *Гоголин А. А.* Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. — М.: Пищепромиздат, 1966.—240 с.

9. *Гоголин А. А.* О внутреннем теплообмене в воздухоохладителях. — Холодильная техника, 1969, № 2, с. 6—9.

10. *Гоголин А. А.* Осушение воздуха холодильными машинами. — М.: Госторгиздат, 1962. — 102 с.

11. *Гоголин А. А.* О сопоставлении и оптимизации теплообменных аппаратов холодильных машин. — Холодильная техника, 1981, № 4, 90 с.

12. *Гоголин А. А., Медникова Н. М.* Перспективы применения испарительных конденсаторов на предприятиях мясной и молочной промышленности. — Холодильная промышленность и транспорт. Обзорная информация. — М.: ЦНИИТЭИ мясомолпром, 1980. 100 с.

13. Выбор рациональных режимов работы конденсаторных агрегатов промышленных холодильных установок/ [А. А. Гоголин, Н. М. Медникова, С. Н. Юрьев и др.]. — Тезисы докладов 3-ей Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. — Одесса: Минвуз СССР, ЦИНТИхимнефтемаш, ВНИИхолодмаш, 1982.

14. *Гоголин В. А.* Влияние перегрева пара хладагента на теплообмен в кожухотрубных испарителях холодильных машин. — Холодильная техника, 1976, № 11, с. 21—23.

15. *Гоголин В. А.* Исследование теплообменного аппарата с орошаемой сотоблочной насадкой. — Холодильная техника, 1968, № 5, с. 16—20.

16. *Жукаускас А. А.* Конвективный перенос в теплообменниках. — М.: Наука, 1982. — 472 с.

17. *Дьячков Ф. Н., Калнинь И. М., Кротков В. Н.* Обобщение экспериментальных данных по теплообмену и гидродинамике при кипении фреона-22 в трубах с внутренним оребрением. — Холодильная техника, 1977, № 7, с. 22—26.

18. *Заликовский И. Х., Каплан Л. Г.* Малые холодильные машины и установки. — М.: Пищевая промышленность, 1978, с. 1, с. 150—159.

19. *Иванов О. П.* Конденсаторы и воздухоохлаждающие устройства. — Л.: Машиностроение, 1980.

20. *Интенсификация* теплообмена в испарителях холодильных машин/под ред. А. А. Гоголина. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 283 с.

21. *Интенсификация* теплопередачи во фреоновых кожухотрубных конденсаторах/ [К. Д. Кан, О. А. Сергеев, В. Н. Кротков и др.]. — Холодильная техника, 1971, № 6, с. 12—14.

22. *Иоффе Д. М.* Аэродинамическое сопротивление трубчатых теплообменников с пластинчатыми ребрами. — Холодильная техника, 1973, № 2, с. 21—23.

23. *Иоффе Д. М.* Ребристые охлаждающие приборы для холодильных камер. — М.: Госторгиздат, 1956. — 48 с.

24. *Иоффе Д. М.* Тепловой расчет и вопросы оптимизации воздушных конденсаторов малых холодильных машин. Совершенствование малых холодильных машин. — Сборник трудов. М., ВНИХИ, 1976, с. 10—55.

25. *Калнинь И. М.* Анализ эффективности основной теплообменной аппаратуры в составе комплексной холодильной машины. — Холодильная техника, 1982, № 11, с. 25—32.

26. *Кейс В. М., Лондон Л. Л.* Компактные теплообменники. — М.: Энергия, 1967. — 223 с.

27. *Клименко А. П., Каневец Г. Е.* Расчет теплообменных аппаратов на электронных вычислительных машинах. — М.: Энергия, 1966. — 272 с.

28. *Малые* холодильные установки и холодильный транспорт. Холодильная техника. Справочник. — М.: Пищевая промышленность, 1978, с. 59—60.

29. *Минин В. Е.* Исследование воздухоохладителя из алюминиевых трубок с накатными ребрами. — Холодильная техника, 1969, № 10, с. 11—14.

30. *Петровский Ю. В., Фастовский В. Г.* Современные эффективные теплообменники.— М.; Л: Госэнергоиздат, 1962. — 256 с.

31. *Пластинчатые* теплообменники для химической и нефтяной промышленности. Ин-

формационный справочник. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1968. — 48 с.

32. *Правила* техники безопасности на аммиачных холодильных установках. — М.: ВНИХИ, 1967. — 144 с.

33. *Правила* техники безопасности на фреоновых холодильных установках. — М.: ВНИХИ, 1973.—118 с.

34. *Проектирование* холодильных сооружений. Холодильная техника. Справочник. — М.: Пищевая промышленность, 1978, 254 с.

35. *Кобаков А. Н., Максименко В. А.* Экспериментальный стенд для исследования естественноциркуляционного контура. В сб.: Холодильные и компрессорные машины. Омский политехнический институт, 1980.

36. *Рымкевич* А. А., *Барский* М. А. Интенсивный теплообменный аппарат для холодильных установок и кондиционирования воздуха. — Холодильная техника, 1972, № 7, с. 35—38.

37. *Слипцевич Б.* Новый метод расчета конденсаторов. — Холодильная техника, 1971, № 8, с. 56—58.

38. *Стефанов Е. В.* Исследование аппарата с орошаемой сетчатой насадкой для кондиционирования воздуха. — Холодильная техника, 1966, № 12, с. 17—22.

39. *Теплообменные* аппараты холодильных установок/ [Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др.]. — Л.: Машиностроение, 1973. — 328 с.

40. *Теплофизические* основы получения искусственного холода. Холодильная техника. Справочник. — М.: Пищевая промышленность, 1980, 230 с.

41. *Холодильные* машины и аппараты. Каталог, ч. 2. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1976. — 104 с.

42. *Холодильные* машины и аппараты. Каталог, ч. 3. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1976. — 80 с.

43. *Холодильные* машины. Холодильная техника. Справочник. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 224 с.

44. *Цыдзик В. Е., Бармин В. П., Вейнберг Б. С.* Холодильные машины и аппараты. — М.: Машиностроение, 1946. — 672 с.

45. *Чумак И. Г., Исаев В. И., Чертков И. Л.* Тепловой расчет пленочного воздухоохладителя с перекрестным током сред. — Холодильная техника, 1973, № 4, с. 41—43.

46. *Юдин В. Ф.* Теплообмен поперечнооребренных труб. М.: Машиностроение, 1982. — 189 с.

47. *Явнель Б. К.* Влияние инея на теплопередачу и аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя. — Холодильная техника, 1970, № 9, с. 2 —29.

48. *Явнель Б. К.* Влияние инея на теплопередачу ребер. — Холодильная техника, 1969, № 9, с. 15—18.

49. *Явнель Б. К.* О теплопроводности инея в воздухоохладителях. — Холодильная техника, 1968, № 11, с. 22—26.

50. *Якобсон В. Б.* Малые холодильные машины. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 368 с.

51. ASHRAE Guide and Data Book. Equipment. 1972, 494 p.

52. Plank R. Handbuch der Kältetechnik. Bd. 3, Berlin: Springer — Verlag, 1959.

53. Schroth H. H. Über das Verhalten der Kondensation Temperatur in geregilter Konden — satorkühlung. — Lüft — und Kaltetechnik, 1975, № 6, p. 310—313.

ГЛАВА II

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ АППАРАТЫ И АРМАТУРА ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ АППАРАТЫ

К вспомогательным аппаратам относятся теплообменные, емкостные и другие аппараты, обеспечивающие стабильность и безопасность работы, а также повышение энергетической эффективности холодильных машин и установок.

Приведенная схема включения вспомогательных аппаратов (рис. II—1) является условной. В реальных схемах необязательно одновременное использование всех показанных на рис. II—1 аппаратов, некоторые аппараты могут быть включены в схему иначе (отделитель жидкости после дросселирующего устройства и т. п.); возможно использование некоторых дополнительных аппаратов (защитный и циркуляционный ресиверы, расширительные емкости и др.).

На вспомогательные аппараты распространяются требования Нормативов техники безопасности и промышленной санитарии на холодильное оборудование для химических и нефтехимических производств, обязательные для всех аппаратов холодильных машин и установок [14].

В настоящей главе описаны в основном вспомогательные аппараты, не входящие в состав холодильного агрегатированного оборудования.

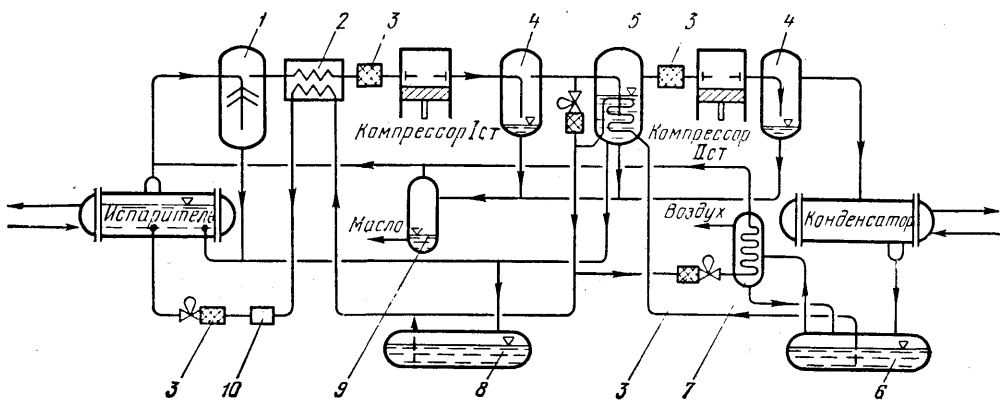
Отделители жидкости

Отделители жидкости предназначены для улавливания капель жидкости, содержащихся в паре холодильного агента. При установке отделителей жидкости между испарительной системой и компрессором они защищают компрессор от опасного режима работы, который является следствием попадания в компрессор жидкости вместе с паром холодильного агента, и, осушая пар перед компрессором, обеспечивают приближение режима работы холодильной машины к расчетному. В случае использования отделителей жидкости для питания жидкостью испарительной системы они способствуют повышению эффективности испарителей, обеспечивая многократную циркуляцию жидкого холодильного агента, освобожденного от пара, образовавшегося при дросселировании в регулирующем вентиле, а следовательно, лучшее заполнение аппаратов жидкостью, что позволяет повысить интенсивность теплообмена. Кроме того, в отделителях жидкости скапливается масло, отделяемое от жидкого холодильного агента.

Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок [15] предусматривают обязательную установку отделителей жидкости на каждой всасывающей магистрали компрессоров в холо-

Рис. II—1. Вспомогательные аппараты в условной схеме холодильной машины:

1 — отделитель жидкости; *2* — теплообменник регенеративный; *3* — фильтр; *4* — маслоотделитель; *5* — промежуточный сосуд; *6* — ресивер линейный; *7* — воздухоотделитель; *8* — ресивер дренажный; *9* — маслосборник; *10* — осушитель



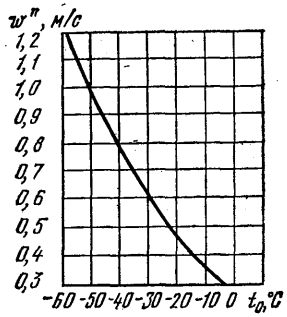


Рис. II—2. Зависимость расчетной скорости $w^п$ паров фреонов R12, R22 и R502 в отделителе жидкости от температуры кипения

дильных установках с системой непосредственного охлаждения и регламентируют защиту компрессоров от гидравлических ударов с помощью отделителей жидкости или других заменяющих их сосудов (например, вертикальных ресиверов, выполняющих также функции отделителей жидкости) для насосных и безнасосных схем питания испарительных систем.

В отделителях жидкости, используемых в холодильных установках, происходит гравитационное отделение капель жидкости при резком изменении направления и скорости потока пара в аппарате. При скорости пара в аппарате в пределах 0,5 — 1,0 м/с капли жидкого аммиака и других холодильных агентов отделяются достаточно хорошо [13]. Подбирают отделители жидкости для аммиачных холодильных машин и установок, исходя из условия, что скорость пара в аппарате должна быть не выше 0,5 м/с [15]. Для определения расчетной скорости потока фреона можно пользоваться рис. II—2 [4].

Конструкция гравитационных отделителей жидкости типов ОЖ^г и ОЖ^м приведена на

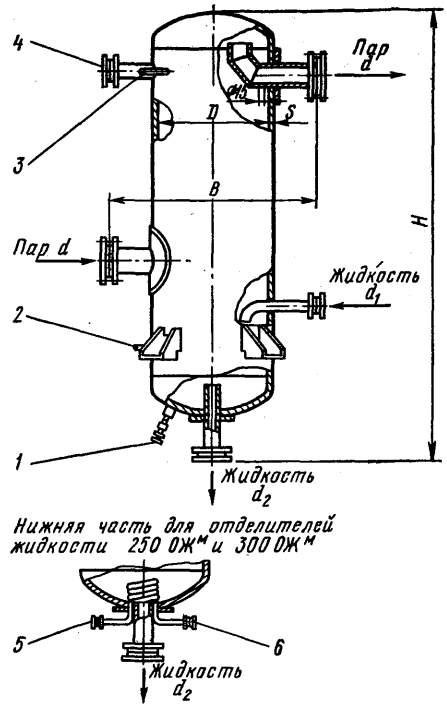


Рис. II—3. Аммиачные гравитационные отделители жидкости типов ОЖ^г и ОЖ^м:
1 — вентиль ($D_у$=10 мм) для спуска масла; *2* — штуцер ($D_у$=20 мм) к ПРУ-4; *3* — штуцер ($D_у$=20 мм) к ПРУ-4; *4* — штуцер ($D_у$=50 мм) для уравнительной линии по газу; *5* — штуцер ($D_у$=20 мм) для входа теплоносителя; *6* — штуцер ($D_у$=20 мм) для выхода теплоносителя

рис. II—3, а технические характеристики даны в табл. II—1.

В аппаратах типа ОЖ^м предусмотрен змеевик для подогрева сгустившегося масла.

Таблица II-1 *Аммиачные гравитационные отделители жидкости типов ОЖ^г и ОЖ^м*

Марка	Размеры, мм			Диаметры условного прохода штуцеров, мм			Вместимость, м^3	Масса, кг
	$D\times S$	B	H	d	d_1	d_2		
70 ОЖ^г	426×10	850	1730	65	20	40	0,18	201
100 ОЖ^г	500×8	940	2040	100	32	40	0,33	244
125 ОЖ^г	600×8	1040	2080	125	32	80	0,49	313
150 ОЖ^г	800×8	1240	2690	150	50	80	1,15	543
200 ОЖ^г	1000×10	1450	2795	200	50	125	1,83	946
250 ОЖ^м	1000×10	1564	2870	250	50	125	1,83	962
300 ОЖ^м	1200×12	1772	2975	300	50	125	2,70	1373

Периодически в этот змеевик подают теплоноситель, подогревают масло и затем сливают его.

В отделителях жидкости типа ОЖ (рис. II—4, табл. II—2), предназначенных для крупных аммиачных и пропановых холодильных установок, дополнительно введен змеевик, через который циркулирует теплый жидкий холодильный агент, направляемый из конденсатора к регулирующему вентилю. На поверхности змеевика происходит доиспарение жидкости, оставшейся в паре. Кроме того, установлен трехрядный перфорированный отбойник, также способствующий повышению эффективности работы отделителя жидкости. В нижней части отделителя жидкости установлена коническая перегородка с центральным отверстием, защищающая от захвата потоком пара уже отделившейся в аппарате жидкости.

В нижней образующей трубы для выхода пара предусмотрено отверстие для слива в аппарат жидкого холодильного агента, сконденсировавшегося во всасывающем тракте на участке от отделителя жидкости до компрессора.

Усовершенствование гравитационных отделителей жидкости ведется в направлении увеличения размеров отделяемых капель. В этих целях используют сетчатую насадку, которая представляет собой рукав из вязаной сетки, свернутой в спираль [5]. Скорость набегания потока на насадку (в м/с) можно определить по формуле

$$w'' = 0{,}6\sqrt[4]{g\sigma(\rho' - \rho'')}/\sqrt{\rho''},$$

где σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости, Н/м; ρ' и ρ'' — плотности соответственно жидкости и пара, кг/м³.

В соответствии с требованиями Правил устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок каждый отделитель жидкости должен иметь по два взаимно дублирующих защитных реле уровня, отключающих компрессор при опасном повышении уровня жидкости. Аппараты типов ОЖ^{г} и ОЖ^{м} испытывают на прочность

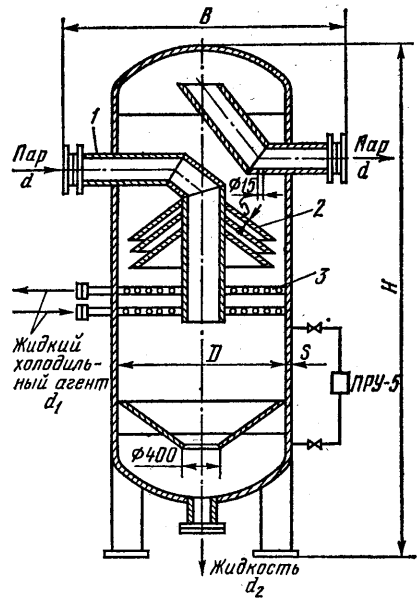


Рис. II—4. Аммиачные и пропановые гравитационные отделители жидкости типа ОЖ: *1* — входная труба; *2* — конусный отбойник; *3* — змеевик

водой давлением 1,9 МПа (19 кгс/см²) и на плотность воздухом 1,5 МПа (15 кгс/см²), аппараты типа ОЖ — соответственно 2,5 МПа (25 кгс/см²) и 2 МПа (20 кгс/см²).

Промежуточные сосуды

Промежуточные сосуды применяют в аммиачных холодильных машинах и установках, работающих по схеме двухступенчатого сжатия для охлаждения пара холодильного агента перед второй ступенью компрессора и переохлаждения жидкости после конденсатора, что позволяет увеличить холодопроизводительность компрессора и снизить расход энер-

Таблица II-2 *Аммиачные и пропановые гравитационные отделители жидкости типа ОЖ*

Марка	Размеры, мм			Диаметры условного прохода штуцеров, мм			Вместимость, м³	Масса, кг	Площадь наружной поверхности змеевика, м²
	$D\times S$	B	H	d	d_1	d_2			
ОЖ 350	1800×20	2630	3637	350	50	100	8	5545	4
ОЖ 400	2600×28	3356	5220	400	50	100	22	12974	9,2

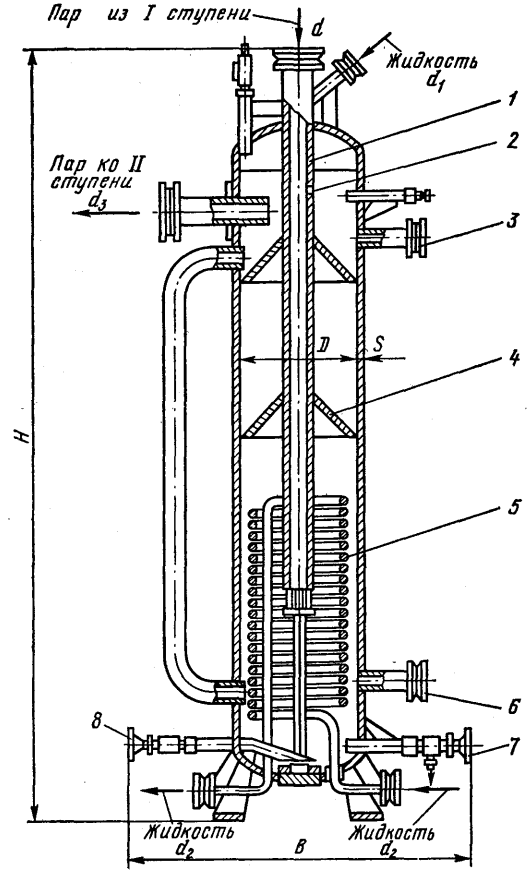


Рис. II—5. Промежуточные сосуды со змеевиком:

1 — входная труба; *2* — уравнительное отверстие диаметром 8 мм; *3* — патрубок для пара к приборам; *4* — конусный отбойник; *5* — змеевик; *6* — патрубок для жидкости к приборам; *7* — вентиль для сброса жидкости; *8* — вентиль для спуска масла

гии на производство холода при низких температурах кипения, требующих осуществления цикла двухступенчатого сжатия.

Промежуточные сосуды устанавливают между первой и второй ступенью компрессора. Они являются также емкостями, смягчающими неравномерность нагнетания пара первой ступенью и всасывания пара второй ступенью компрессора.

Промежуточные сосуды — это аппараты, в которых пар холодильного агента, поступающий из первой ступени компрессора, проходит (барботирует) через слой жидкого холодильного агента (200—400 мм), находящегося под промежуточным давлением, и охлаждается при этом до состояния, близкого к насыщению, при промежуточном давлении. Жидкость, через которую барботирует пар, частично испаряется за счет теплоты, отнятой от пара, и имеет температуру насыщения при промежуточном давлении.

Выполняют два вида принципиально отличающихся промежуточных сосудов, определяющих схему дросселирования жидкости в установке.

В промежуточные сосуды первого типа, устанавливаемые в схемах двухступенчатого дросселирования жидкости, поступает вся жидкость из конденсатора. Пар и жидкость подаются во входную трубу, в которой начинается процесс охлаждения пара. Из этой трубы парожидкостная смесь поступает под слой жидкости в сосуде, через который пар барботирует. Барботаж пара сопровождается уносом капель жидкости. Для уменьшения уноса капель в газовой полости промежуточного сосуда предусмотрены перфорированные конусные отбойники. Перед поступлением в промежуточный сосуд жидкость дросселируется в регулирующем вентиле до промежуточного давления. В промежуточном сосуде вся жидкость охлаждается до температуры насыщения при промежуточном давлении и направляется ко второму регулирующему вентилю, в котором дросселируется до давления в испарительной системе.

В промежуточных сосудах второго типа (рис. II—5) основное количество жидкости из конденсатора поступает в змеевик, встроенный в корпус промежуточного сосуда. Во входную трубу направляется только часть жидкости, необходимая для охлаждения пара и жидкости, циркулирующей через змеевик. При использовании промежуточных сосудов этого типа осуществляется одноступенчатое дросселирование жидкости, поступающей из конденсатора в испарительную систему.

К недостаткам промежуточных сосудов первого типа относятся следующие:

жидкость, поступающая в испарительную систему, загрязняется маслом при барботаже через нее пара, поступающего из первой ступени компрессора и содержащего масло;

промежуточное давление, под которым находится жидкость, поступающая к регулирующему вентилю, часто бывает недостаточным для подачи ее в испарительную систему и для питания испарителей, удаленных от компрессорной станции;

повышенная опасность гидравлического удара, обусловленная тем, что через промежуточный сосуд циркулирует весь жидкий холодильный агент, циркулирующий в холодильной машине.

В промежуточных сосудах второго типа вся жидкость, поступающая в испарительную систему, охлаждается в змеевике, не загряз-

Таблица II-3 *Промежуточные сосуды со змеевиком для аммиака типа* $ПС_3$

Марка	Размеры, мм			Диаметры условного прохода штуцеров, мм				Вместимость, м³	Масса, кг	Наружная площадь змеевика, м²
	$D \times S$	H	B	d	d_1	d_2	d_3			
$40ПС_3$	406×10	2390	1010	65	20	20	65	0,22	330	1,75
$60ПС_3$	600×8	2800	1200	150	32	32	125	0,67	570	4,3
$80ПС_3$	800×8	2920	1400	150	32	32	150	1,15	800	6,3
$100ПС_3$	1000×10	2940	1600	200	40	50	200	1,85	1250	8,6
$120ПС_8$	1200×12	3640	1800	300	40	50	300	3,3	1980	10

няется маслом и остается под давлением конденсации, т. е. под напором, достаточным для питания испарительной системы. В емкость промежуточного сосуда поступает только небольшое количество жидкости, что снижает опасность гидравлического удара.

Энергетические показатели схемы с промежуточными сосудами второго типа несколько ниже, так как жидкость в них охлаждается не до температуры насыщения при промежуточном давлении, а на 3—5°С выше этой температуры в результате недорекуперации. Однако такие сосуды предпочтительны.

В установках двухступенчатого сжатия предусматривают маслоотделитель между первой ступенью компрессора и промежуточным сосудом, что позволяет уменьшить замасливание змеевика и улучшает переохлаждение жидкости в нем.

Во входной трубе промежуточных сосудов предусматривают уравнительное отверстие для выравнивания давлений в сосуде и трубе при остановке компрессора. Это предохраняет цилиндры низкого давления компрессора (или компрессор первой ступени) от гидравлического удара при стоянке и пуске компрессора. При отсутствии такого отверстия промежуточные сосуды при остановке компрессора соединяют уравнительной линией через автоматическое устройство с испарительной системой либо применяют невозвратные клапаны.

Скорость пара в газовой части промежуточного сосуда должна быть не более 0,5 м/с, скорость жидкости в змеевике обычно 0,4—0,7 м/с.

В соответствии с Правилами устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок промежуточные сосуды должны быть оснащены двумя взаимно дублирующими защитными реле уровня, отключающими компрессоры при опасном повышении уровня жидкости.

Жидкость подается в промежуточный сосуд через регулирующий или электромагнитный клапан в зависимости от уровня или через ТРВ в зависимости от перегрева пара, выходящего из сосуда.

Технические характеристики промежуточных сосудов со змеевиком типа $ПС_3$ (см. рис. II—5) приведены в табл. II—3.

Двухступенчатые холодильные агрегаты комплектуют промежуточными сосудами типа СПА-600 и СПА-800, изготовляемыми также со змеевиком.

Промежуточные сосуды испытывают на прочность давлением 1,9 МПа (19 кгс/см²) и на плотность давлением 1,5 МПа (15 кгс/см²).

Маслоотделители

Маслоотделители в холодильных машинах и установках служат для улавливания масла, уносимого холодильным агентом из компрессора. Масло увлекается холодильным агентом как в виде капель, так и в парообразном состоянии. С повышением температуры нагнетания в компрессоре испаряемость масла увеличивается и отделение его затрудняется.

Кроме того, маслоотделители служат буферной емкостью, сглаживающей пульсацию потока паров холодильного агента в нагнетательном трубопроводе непосредственно за поршневым компрессором. Применение маслоотделителей позволяет повысить эффективность теплообменных аппаратов в установках, работающих на ограниченно растворяющихся в маслах холодильных агентах (R717, R13, R22 и др.), так как при этом уменьшается масляная пленка, оседающая на теплопередающей поверхности.

По принципу действия маслоотделители делятся на два основных типа: промывные, или барботажные, и инерционные.

В промывных маслоотделителях пар, поступающий из компрессора, проходит (барботирует) через слой жидкого холодильного агента, охлаждается в результате испарения части жидкости и освобождается от масла, содержащегося в нем. В маслоотделителях этого типа обеспечивается высокая степень отделения масла (до 85—90%), так как в слое жидкого холодильного агента не только задержи-

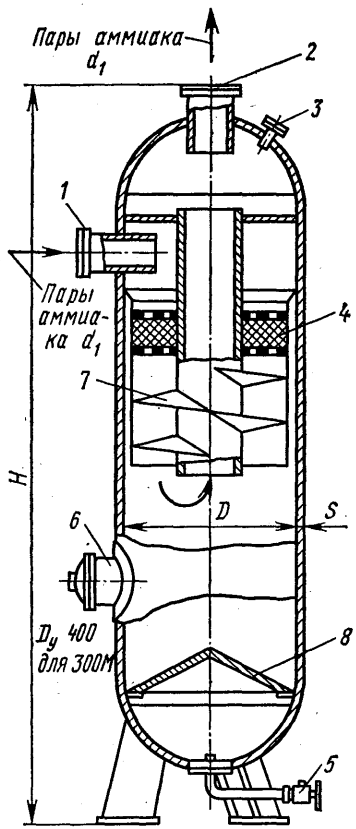


Рис. II—6. Аммиачный инерционный маслоотделитель типа М:

1 — патрубок для входа паров аммиака; *2* — патрубок для выхода паров аммиака; *3* — патрубок для предохранительного клапана; *4* — рукав сетчатый из проволоки диаметром 0,3 мм; *5* — вентиль для спуска масла; *6* — люк (D_y=400 мм); *7* — циклон; *8* — перегородка с отверстием

ваются капли масла, но и конденсируются пары масла. Масло оседает в нижней части маслоотделителя. Уровень жидкости поддерживается непрерывным поступлением ее из конденсатора или ресивера [17].

В маслоотделителях второго типа происходит инерционное отделение масляных капель, плотность которых значительно превышает плотность паров холодильного агента. Отделение масла происходит в результате резкого изменения скорости и направления потока пара или под действием центробежной силы. В некоторых конструкциях маслоотделителей сочетают разные способы отделения масла. В инерционных маслоотделителях отделяется только капельное масло, а его пары уносятся в систему вместе с парами холодильного агента. Чем меньше размер капель масла, увлекаемых парами холодильного агента, тем ниже эффективность работы маслоотделителей инерционного типа. Работы по совершенствованию таких маслоотделителей направлены на увеличение размеров капель. Эффективность инерционных маслоотделителей можно повысить также введением водяного охлаждения для конденсации паров масла.

Промывные маслоотделители имеют ряд существенных недостатков: большие размеры и металлоемкость; необходимость заглубления относительно конденсатора в среднем на 1,5 м для обеспечения питания жидким холодильным агентом; необходимость установки обратного клапана между компрессором и маслоотделителем, а не за маслоотделителем в целях предотвращения переполнения маслоотделителя жидким холодильным агентом; сложность обеспечения возврата масла в картер компрессора из-за перемещения уровня раздела аммиака и масла.

Поэтому, несмотря на меньшую эффективность инерционных маслоотделителей, имеющих степень отделения масла до 80%, они находят более широкое применение.

Масло из маслоотделителей, если не предусмотрен автоматический перепуск его в картер компрессора [1], необходимо периодически перепускать в маслосборники. Выпуск масла непосредственно из маслоотделителей Правилами устройства и безопасной эксплуатации запрещается.

В инерционных маслоотделителях типа М (рис. II—6) отделение масляных капель в циклоне под действием центробежных сил сочетается с отделением масла при резком изменении направления движения потока. Исследования процесса отделения масла в циклоне[1] были проведены во ВНИКТИхолодпроме [10].

Пар из компрессора поступает по патрубку *1*, проходит через металлическую сетчатую насадку *4*, способствующую укрупнению капель масла, и поступает в циклонное устройство *7*, в котором поток получает вращательное движение. В циклоне под действием центробежной силы капли масла отбрасываются к внутренней поверхности корпуса маслоотделителя и оседают на ней, образуя медленно стекающую пленку. Далее поток пара меняет направление и выходит из маслоотделителя через верхний патрубок *2*. Перегородка *8* предотвращает унос масла, скопившегося в нижней части маслоотделителя, потоком пара.

[1]Принцип отделения масла под действием центробежных сил положен также в основу конструкции гидроциклона, предназначенного для отделения масла от жидкого аммиака на стороне низкого давления в насосно-циркуляционных системах [2].

Технические характеристики маслоотделителей типа М приведены в табл. II—4.

Аппараты испытывают на прочность водой — давление 2,75 кПа (28 кгс/см²) и на плотность воздухом — давление 1,96 МПа (20 кгс/см²).

В промывных маслоотделителях типа ОММ (рис. II—7) пары холодильного агента из компрессора поступают во внутреннюю трубу, выход из которой находится на 125—150 мм ниже уровня жидкости в аппарате. К нижней перфорированной части трубы приварена пластина, что обеспечивает равномерный радиальный выход пара под слой жидкого холодильного агента. Установленные в верхней части маслоотделителя перфорированные отбойные конусы позволяют уменьшить унос жидкости из маслоотделителя. Во входной трубе предусмотрено уравнительное отверстие, необходимое для выравнивания давлений в полости маслоотделителя и в нагнетательном трубопроводе при остановке компрессора.

Основные размеры маслоотделителей приведены в табл. II—5.

Промывные маслоотделители подбирают по диаметрам присоединительных штуцеров (скорость пара в аппарате не должна превышать 0,8—1 м/с).

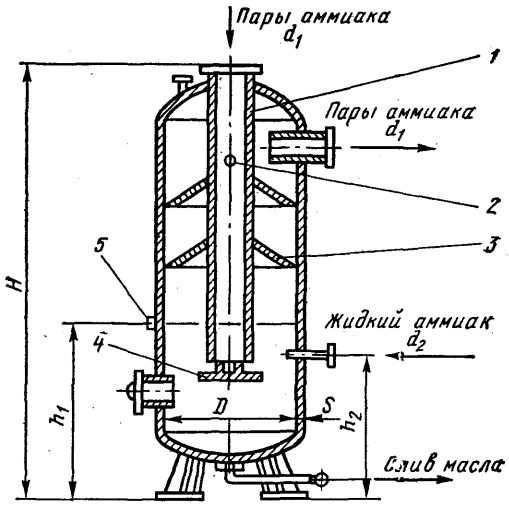


Рис. II—7. Промывной аммиачный маслоотделитель:

1 — входная труба; *2* — уравнительное отверстие; *3* — конусный отбойник; *4* — пластина; *5* — отметка уровня аммиака

Таблица II-4 *Аммиачные инерционные маслоотделители типа М*

Марка	Размеры, мм			Масса, кг	Вместимость, м³
	$D\times S$	H	d_1		
50 М	257×8	1228	50	98	0,05
80 М	307×9	1351	80	139	0,078
100 М	408×9	1800	100	224	0,174
125 М	500×6	2185	125	245	0,32
150 М	600×8	2292	150	403	0,78
200 М	700×8	2749	200	532	0,83
300 М	1200×12	3996	300	1804	3,67

Таблица II-5 *Аммиачные промывные маслоотделители*

Марка	Размеры, мм				Диаметры условного прохода, мм		Вместимость, м³	Масса, кг
	$D\times S$	H	h_1	h_2	d_1	d_2		
50ОММ	257×8	1535	700	610	50	20	0,05	87
80ОММ	307×9	1570	700	605	80	20	0,078	125
100ОММ	406×10	1850	750	680	100	25	0,174	223
125ОММ	500×8	2125	880	785	125	25	0,32	275
150ОММ	600×8	2650	810	750	150	25	0,78	359
200ОММ	700×8	2750	980	830	200	25	0,83	520
300ОММ	1200×12	3980	1520	1040	300	32	3,67	2060

Маслосборники

Маслосборники (рис. II—8) служат для слива масла из аппаратов холодильной установки и последующего его удаления из системы. Применение маслосборников позволяет уменьшить потери холодильного агента и повысить безопасность работы при удалении масла из системы. В процессе эксплуатации холодильной установки масло из маслоотделителей, если отсутствует автоматический перепуск масла в картер компрессора, и аппаратов как стороны высокого, так и низкого давления, периодически перепускают в маслосборник. Выпуск масла непосредственно из аппаратов и сосудов Правилами устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок запрещен. Из маслосборников масло выпускают при давлении, близком к атмосферному. Для этого после перепуска масла из аппарата в маслосборник его отключают от аппарата и соединяют с всасывающим трубопроводом перед отделителем жидкости. Выпуск масла из маслосборника производят после установления в нем давления всасывания и отключения его от всех соединений, связывающих его с системой холодильной установки. Соединение маслосборника перед выпуском из него масла со всасывающим трубопроводом позволяет выпарить из масла холодильный агент и тем самым снизить его потери при удалении масла.

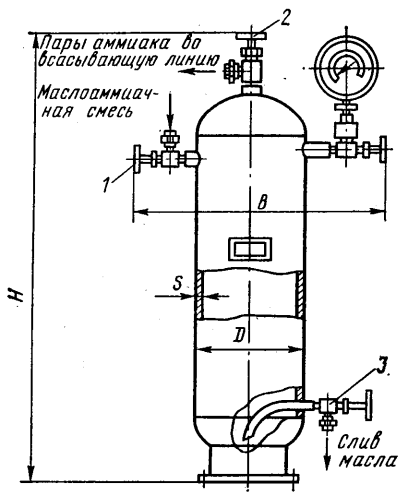


Рис. II—8. Аммиачный маслосборник:
1 — вентиль для входа масло-аммиачной смеси; *2* — вентиль для отсоса паров аммиака; *3* — вентиль для спуска масла

Для выпаривания растворенного в масле холодильного агента рекомендуется применять маслосборники с подогревом масла паром или горячей водой.

При размещении маслосборника в машинном или аппаратном отделении трубопровод для выпуска масла должен быть выведен из здания с установкой манометра и запорного вентиля.

Размеры маслосборников приведены в табл. II—6.

Маслосборники испытывают на прочность водой — давление 2,25 МПа (23 кгс/см²) и на плотность воздухом — давление 1,76 МПа (18 кгс/см²).

Ресиверы

В холодильных установках ресиверы служат емкостью для жидкого холодильного агента. В зависимости от функций, выполняемых ими в холодильных установках с разными технологическими схемами питания испарительной системы жидким холодильным агентом, различают ресиверы линейные, дренажные, циркуляционные и защитные.

Линейные ресиверы служат для компенсации различия в заполнении испарительного оборудования жидкостью при изменении тепловой нагрузки, высвобождают конденсатор от жидкости, омертвляющей теплообменную поверхность, а также содержат необходимый запас холодильного агента для восстановления утечек в системе холодильной установки. Кроме того, постоянно поддерживаемый в линейном ресивере уровень жидкого холодильного агента служит гидравлическим затвором, препятствующим перетеканию в испарители пара высокого давления.

Линейные ресиверы устанавливают между конденсатором и регулирующим вентилем.

Вместимость линейных ресиверов для систем с верхней подачей жидкого холодильного

Таблица II-6 *Аммиачные маслосборники типа СМ*

Марка	Размеры, мм			Диаметр условного прохода вентиля, мм	Вместимость, м³	Масса, кг
	D×*S*	*H*	*B*			
150СМ	159×4,5	770	600	10	0,008	18,5
300СМ	325×9	1270	765	10	0,057	92

агента в испарители должна быть равна 30% и для систем с нижней подачей — 45% от геометрического объема испарителей, а для систем с промежуточным хладоносителем должна быть равна вместимости испарителей. Заполнение линейных ресиверов жидкостью не должно превышать 80% их объема.

Линейные ресиверы должны быть оборудованы приборами световой сигнализации предельного и минимально допустимого уровня жидкого холодильного агента. При минимально допустимом уровне должен одновременно срабатывать звуковой сигнал.

Дренажные ресиверы предусматривают для слива жидкого холодильного агента из аппаратов и трубопроводов холодильной установки как при эксплуатации (например, при оттаивании испарителей), так и перед ремонтом. После окончания оттаивания или ремонта скопившееся в отстойнике ресивера масло удаляют через маслосборник, а жидкий холодильный агент передавливают паром высокого давления обратно в испарительную систему. Если дренажный ресивер расположен выше аппаратов, жидкий холодильный агент передавливают в ресивер также паром высокого давления.

Дренажный ресивер должен вмещать жидкий холодильный агент из любого аппарата (сосуда) или из наиболее емкого испарителя. Заполнение дренажного ресивера не должно превышать 80% его объема.

Циркуляционные ресиверы применяют в насосно-циркуляционных схемах питания испарительных систем жидким холодильным агентом. Они служат резервуаром, в котором постоянно содержится жидкий холодильный агент в количестве, обеспечивающем непрерывную работу циркуляционного насоса, подающего жидкость в испарители. Ресиверы устанавливают на стороне низкого давления ниже отметки, на которой размещено все оборудование испарительной системы, чем обеспечивается свободный слив жидкости из испарителей и отделителя жидкости, если он предусмотрен в системе. Ресивер и циркуляционный насос должны быть установлены так, чтобы разность высот между минимальным уровнем жидкости в ресивере и горизонтальной осью всасывающего патрубка насоса (обычно 1,5—2,5 м) обеспечивала бескавитационную работу насоса.

Циркуляционные ресиверы выполняют горизонтальными и вертикальными. При установке горизонтальных ресиверов в схеме должен быть предусмотрен отделитель жидкости, который в этом случае носит только защитные функции. Конструкция вертикального циркуляционного ресивера обычно предусматривает совмещение в нем функций отделителя жидкости и ресивера. При использовании таких ресиверов отделитель жидкости в схеме не устанавливают. Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок для каждой испарительной системы в насосных схемах с верхней и нижней подачей аммиака в испарительное оборудование предусматривают установку циркуляционных ресиверов, вместимость которых рассчитывают в соответствии с табл. II—7, в которой $V_{н.т}$ — геометрический объем нагнетательного трубопровода аммиачного насоса; $V_{в.т}$ — геометрический объем трубопроводов совмещенного отсоса паров и слива жидкости. $V_б$ и $V_в$ — геометрический объем труб соответственно батарей и воздухоохладителей.

Если в одной испарительной системе используются и верхняя, и нижняя подачи аммиака в испарители, необходимую вместимость циркуляционного ресивера рассчитывают для обоих способов подачи.

Скорость паров аммиака в паровой зоне циркуляционного ресивера не должна превышать 0,5 м/с [15].

Циркуляционные ресиверы должны иметь регуляторы, поддерживающие нормальный

Таблица II-7 *Формулы для расчета вместимости аммиачных циркуляционных ресиверов, используемых в насосно-циркуляционной системе охлаждения*

Тип ресивера	Система подачи аммиака	Формула для расчета
Вертикальный РДВ	Нижняя	$2{,}7\,[V_{н.т} + 0{,}2\,(V_б + V_в) + 0{,}3V_{в.т}]$
Вертикальный РДВ со стояком	То же	$2{,}0\,[V_{н.т} + 0{,}2\,(V_б + V_в) + 0{,}3V_{в.т}]$
Горизонтальный РД*	»	
Горизонтальный РД со стояком *	»	$1{,}7\,[V_{н.т} + 0{,}2\,(V_б + V_в) + 0{,}3\,V_{в.т}]$
Вертикальный РДВ	Верхняя	$2{,}7\,[V_{н.т} + 0{,}3V_б + 0{,}5V_в + 0{,}3V_{в.т}]$
Вертикальный РДВ со стояком	То же	$2{,}0\,[V_{н.т} + 0{,}3\,V_б + 0{,}5\,V_в + 0{,}3V_{в.т}]$
Горизонтальный РД *	»	
Горизонтальный РД со стояком *	»	$1{,}7\,[V_{н.т} + 0{,}3V_б + 0{,}5V_в + 0{,}3V_{в.т}]$

* Не совмещающий функции отделителя жидкости.

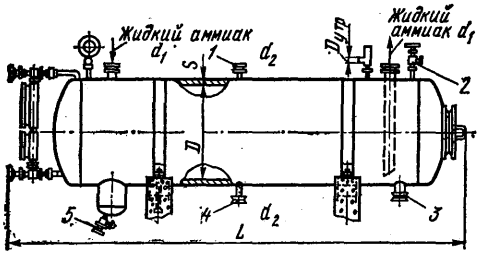
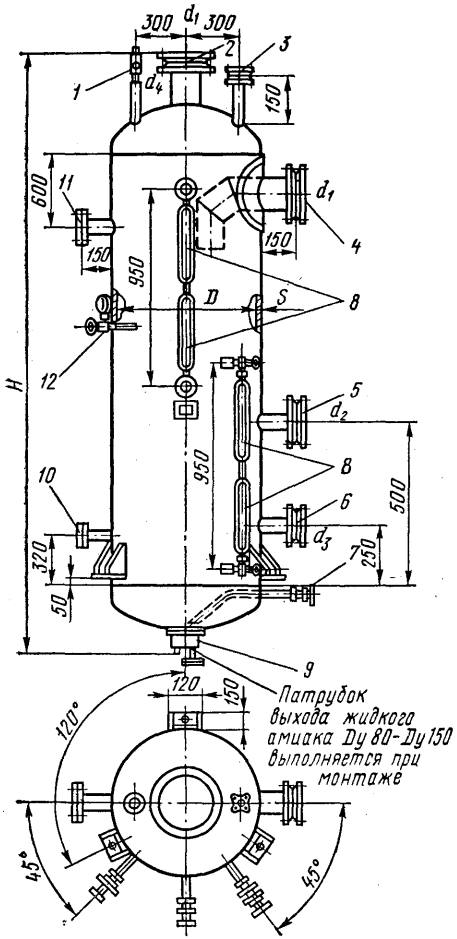


Рис. II—9. Аммиачный горизонтальный ресивер типа РД:

1 — патрубок для уравнительной линии по пару; *2* — вентиль для выпуска воздуха (D_y=6 мм); *3* — патрубок для жидкости к циркуляционному насосу (D_y=80 мм); *4* — патрубок для жидкости к прибору; *5* — вентиль для спуска масла (D_y=10 мм)



уровень жидкости, а также реле предельно допустимого уровня с сигнализацией, предусмотренной Правилами устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок.

Ресиверы защитные вместе с отделителем жидкости, устанавливаемым на всасывающем трубопроводе между испарителями и компрессором, служат для защиты компрессоров от гидравлических ударов. Если в вертикальном защитном ресивере предусмотрено совмещение функций ресивера и отделителя жидкости, то самостоятельный отделитель жидкости в системе не предусматривают.

Защитные ресиверы применяют в безнасосных схемах питания испарителей жидким холодильным агентом. Их устанавливают на стороне низкого давления ниже отметки, на которой находится оборудование испарителей. В защитные ресиверы сливается жидкий холодильный агент из отделителя жидкости или непосредственно из испарителей, что предотвращает опасное для работы компрессоров скопление жидкости в этом оборудовании.

Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок предусматривают для систем с непосредственным охлаждением обязательную установку для каждой системы (по температурам кипения) следующие виды защиты компрессоров от гидравлических ударов:

при безнасосной схеме с питанием батарей через отделитель жидкости верхнего расположения: а) защитный комплекс, состоящий из двух или более вертикальных или горизонтальных защитных ресиверов с поочередным передавливанием из них улавливаемой жидкости через регулирующую станцию; б) такой же защитный комплекс с дополнительным отделителем жидкости, если защитные ресиверы не совмещают функции отделителя жидкости и ресивера;

при безнасосной схеме питания батарей непосредственно от регулирующей станции со сливом жидкого аммиака из отделителя жидкости нижнего расположения в дренажный ресивер используется любой из указанных способов защиты.

Рис. II—10. Аммиачный дренажный вертикальный ресивер типа РДВ:

1 — клапан предохранительный; *2* — патрубок для выхода паров; *3* — патрубок (D_y=20 мм) к дренажной линии оттаивания; *4* — патрубок для входа паров; *5* — патрубок для входа жидкости; *6* — патрубок для подвода жидкости от регулирующей станции; *7* — вентиль для слива масла; *8* — визуальный указатель уровня; *9* — люк для очистки; *10* — патрубок (D_y=20 мм) для уравнительной жидкостной линии к приборам; *11* — патрубок (D_y=20 мм) для уравнительной паровой линии к приборам; *12* — вентиль с мановакуумметром

Таблица II-8 *Аммиачные ресиверы горизонтальные типа РД*

Марка	Размеры, мм		Диаметры условного прохода штуцеров, мм			Вместимость, м³	Масса, кг
	$D \times S$	L	d_1	d_2	$D_{утр}$		
0,75 РД	600×6	3020	32	25	Труб 1/2″	0,771	340
1,5 РД	800×8	3610	50	25	Труб 1/2″	1,651	670
2,5 РД	800×8	5610	50	25	Труб 1/2″	2,497	990
3,5 РД	1000×8	4680	65	32	Труб 1″	3,409	1160
5 РД	1200×10	5370	65	32	Труб 1″	5,579	1835

Таблица II-9 *Ресиверы аммиачные вертикальные дренажные типа РДВ*

Марка	Размеры, мм		Диаметры условного прохода патрубков, мм				Вместимость, м³	Масса, кг
	$D \times S$	H	d_1	d_2	d_3	d_4		
1,5РДВ	800×8	3380	150	80	40	15	1,40	710
2,5РДВ	1000×8	3880	150	80	40	25	2,64	1065
3,5РДВ	1200×10	3515	200	80	40	25	3,34	1405
5РДВ	1200×10	4510	200	80	40	25	4,46	1540

Геометрический объем защитных ресиверов $V_{з.р}$ для каждой испарительной системы (по температурам кипения) рассчитывают по формулам:

для аппаратов горизонтального типа

$$V_{з.р.г} \geqslant 0{,}4\,(V_б + V_в);$$

для аппаратов вертикального типа

$$V_{з.р.в} \geqslant 0{,}5\,(V_б + V_в),$$

где $V_б$ и $V_в$ — геометрический объем труб соответственно батарей и воздухоохладителей.

Защитные ресиверы должны иметь реле предельно допустимого уровня со световой и звуковой сигнализацией. Вертикальные защитные ресиверы (совмещающие функции ресивера и отделителя жидкости), из которых пары холодильного агента отсасываются компрессором, должны иметь по два взаимно дублирующих защитных реле уровня, отключающих компрессор при опасном повышении уровня жидкости в сосуде.

Конструкции унифицированных горизонтальных РД и вертикальных РДВ ресиверов показаны на рис. II—9 и рис. II—10. Ресиверы РД могут быть использованы как линейные, дренажные, циркуляционные и защитные, ресиверы РДВ — как циркуляционные и защитные. Технические характеристики ресиверов приведены в табл. II—8 и табл. II—9.

Ресиверы типов РД и РДВ испытывают на плотность водой давлением соответственно 2,3 и 1,9 МПа (23 и 19 кгс/см²) и на плотность воздухом давлением соответственно 1,89 и 1,5 МПа (18 и 15 кгс/см²).

Для фреоновых холодильных машин выпускают ресиверы РУФ1 (рис. II—11). Такие ресиверы используют в качестве дренажных в установках с агрегатированными холодильными машинами. Вместимость их подбирают, исходя из количества холодильного агента, заправленного в одну машину и расходуемого на пополнение всей установки в течение квартала. Маневровые операции (заполнение и опорожнение) осуществляют обычно передавливанием, для чего ресивер соединяют трубами со всасывающей и нагнетательной сторонами холодильных машин.

Учитывая неограниченную растворимость фреонов в маслах, фреоновые ресиверы РУФ1 выполняют без маслосборочных горшков, а патрубок для соединения с визуальным указателем уровня по жидкости врезают в нижнюю образующую корпуса. Внутреннюю поверхность ресивера пассивируют. Ресивер РУФ1 испытывают сухим воздухом: на прочность давлением 3,43 МПа (35 кгс/см²), на плотность давлением 2,06 МПа (21 кгс/см²).

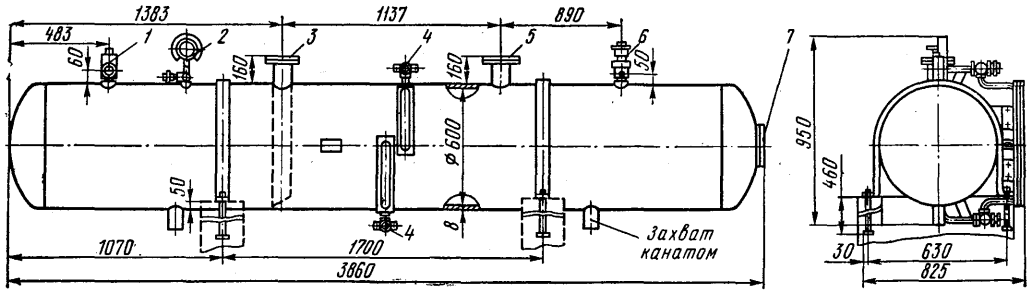


Рис. II—11. Ресивер универсальный фреоновый РУФ1. Вместимость 1 м³, масса 500 кг: *1* — клапан предохранительный ($D_у$=25 мм); *2* — мановакуумметр с вентилем ($D_у$=6 мм); *3* — патрубок ($D_у$=65 мм) для выхода жидкости; *4* — визуальный указатель уровня с вентилями ($D_у$=10 мм); *5* — патрубок ($D_у$=65 мм) для входа жидкости; *6* — вентиль ($D_у$=20 мм) для соединения с уравнительной паровой линией; *7* — люк смотровой

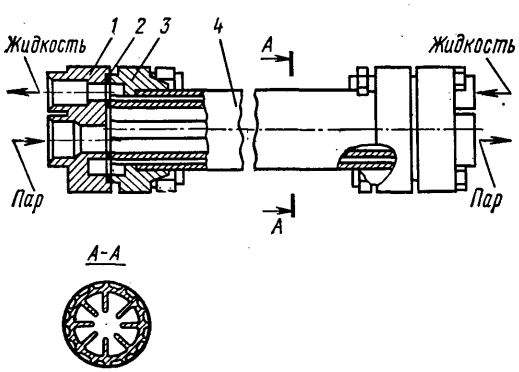
Ресиверы, устанавливаемые на открытой площадке без теплоизоляции, окрашивают снаружи белой лучеотражательной краской.

Регенеративные теплообменники

Регенеративные теплообменники предназначены для осуществления теплообмена между паром, всасываемым компрессором, и жидким холодильным агентом после конденсатора; их применяют в холодильных машинах, работающих на фреонах. Перегрев пара и переохлаждение жидкости в регенеративных теплообменниках обеспечивают увеличение холодопроизводительности и улучшение энергетических характеристик холодильной машины [23]. Регенеративные теплообменники устанавливают на всасывающем трубопроводе между испарителем и компрессором.

Рис. II—12. Теплообменник регенеративный типа «труба в трубе» на базе профильной алюминиевой двустенной трубы:

1 — фланец наружный; *2* — прокладка; *3* — фланец внутренний; *4* — профильная труба



Оптимальную площадь теплопередающей поверхности регенеративного теплообменника для R12 и R22 можно определить по методике [11]; оптимальные значения скорости пара 8—10 м/с, скорости жидкости 0,8—1,0 м/с. Суммарное падение давления во всасывающем трубопроводе на участке от испарителя до компрессора не должно превышать падения давления, соответствующего изменению температуры насыщения на 2°С.

По конструктивному исполнению различают регенеративные теплообменники типа «труба в трубе», кожухозмеевиковые и кожухотрубные. Теплообменники типа «труба в трубе» (рис. II—12) изготовляют на базе профильных алюминиевых двустенных труб (табл. II—10) и применяют в холодильных машинах холодопроизводительностью от 6 до 40 кВт при стандартных условиях.

Кожухозмеевиковые и кожухотрубные регенеративные теплообменники применяют в холодильных машинах холодопроизводительностью соответственно от 46 до 130 кВт и выше 130 кВт при стандартных условиях. Для судовых холодильных машин применяют регенеративные теплообменники кожухозмеевикового типа со встроенным фильтром и осушителем.

Воздухоотделители

Воздухоотделители предназначены для уменьшения потерь холодильного агента при удалении воздуха из холодильной системы.

Избежать присутствия воздуха в холодильной установке невозможно: он остается в системе перед заполнением ее холодильным агентом, попадает в аппараты и компрессоры при вскрытиях для ремонтных работ и через неплотности в соединениях и сальники компрессоров, если установка работает при давлении ниже атмосферного.

Таблица II-10 *Профильные алюминиевые двустенные трубы для регенеративных теплообменников типа «труба в трубе»*

Наружный диаметр, мм	Удельная масса, кг/м	Поперечное сечение канала, 10^{-4} м²		Эквивалентный диаметр, 10^{-3} м		Степень оребрения	Удельная площадь поверхности теплообмена, м²/м
		пар	жидкость	пар	жидкость		
33	1,2	3,05	0,98	9,4	2,50	0,84	0,13
43	1,6	6,88	1,61	13,3	2,94	0,94	0,21
56	2,40	13,26	2,43	16,5	3,24	1,07	0,32
73	3,27	25,90	3,18	23,2	3,40	1,19	0,45

Присутствие воздуха (практически и других неконденсирующихся газов, таких, как продукты частичного разложения масла и холодильного агента) снижает холодопроизводительность и энергетическую эффективность холодильных машин.

Содержание воздуха в смеси, выпускаемой из аппаратов холодильных установок, характеризуется для различных холодильных агентов графиками (рис. II—13) и табл. II—11.

Чем ниже температура и выше давление паровоздушной смеси, тем больше в ней содержание воздуха.

При выпуске воздуха непосредственно из аппаратов теряется большое количество холодильного агента. Воздухоотделители, принцип действия которых основан на понижении температуры выпускаемой паровоздушной смеси и конденсации части холодильного агента из смеси, позволяют значительно сократить потери холодильного агента. Применение воздухоотделителей обязательно для установок, в которых в рабочих условиях давление в системе ниже атмосферного и в которых используются взрывоопасные холодильные агенты.

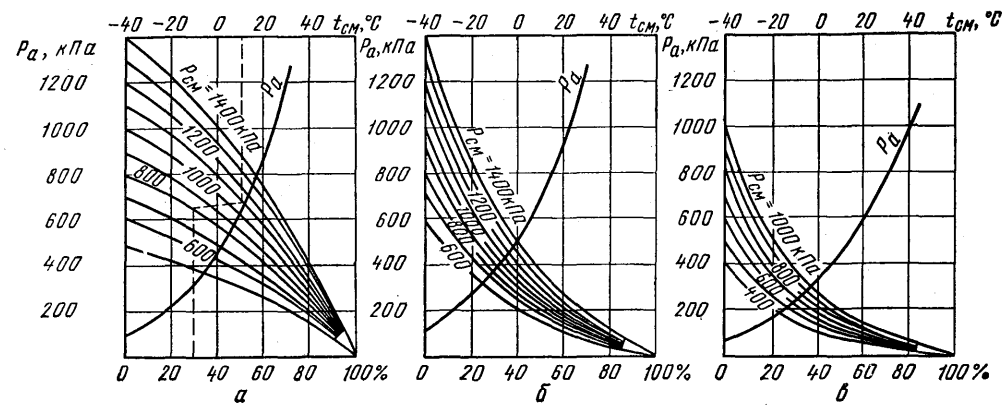
Таблица II-11 *Содержание воздуха в паровоздушной смеси при давлении 980 кПа, %*

Паровоздушная смесь	Температура, °С	
	20	—20
Смесь воздуха с аммиаком	20	87
Смесь воздуха с R22	3	50
Смесь воздуха с R12	15	59

Паровоздушную смесь к воздухоотделителю отбирают из конденсаторов и ресиверов, устанавливаемых на стороне высокого давления. Из аммиачного воздухоотделителя воздух выпускают в сосуд под уровень находящейся в нем воды. Периодически, по мере насыщения воды холодильным агентом, воду в сосуде заменяют.

Рис. II—13. Содержание воздуха в паровоздушной смеси (в % массы) в зависимости от температуры $t_{см}$ и давления смеси $p_{см}$:

а — для аммиака; *б* — для R22; *в* — для R12 ($p_а$ — давление насыщения холодильного агента)



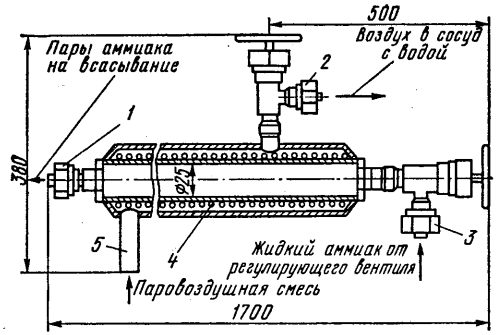


Рис. II—14. Воздухоотделитель двухтрубный аммиачный ВТ-1:

1 — штуцер для выхода паров на всасывание ($D_у$=10 мм); *2* — вентиль ($D_у$=6 мм) для выпуска воздуха в сосуд с водой; *3* — вентиль ($D_у$=6 мм) для жидкого аммиака от регулирующего вентиля ($D_у$=6 мм); *4* — проволока; *5* — штуцер ($D_у$=30 мм) для входа паровоздушной смеси

В воздухоотделителе ВТ-1 (рис. II—14) паровоздушная смесь поступает в узкое (до 10 мм) кольцевое межтрубное пространство. Соприкасаясь с холодной поверхностью внутренней трубы, смесь охлаждается, и значительная часть холодильного агента конденсируется, а оставшаяся паровоздушная смесь, имеющая незначительную концентрацию холодильного агента, выпускается из воздухоотделителя. Конденсат отводится по той же трубе, по которой поступает в воздухоотделитель паровоздушная смесь.

Во внутреннюю трубу от регулирующей станции поступает жидкий холодильный агент, который, испаряясь, охлаждает паровоздушную смесь в межтрубном пространстве. Образовавшиеся при этом пары холодильного агента из внутренней трубы отсасываются в трубопровод между испарительной системой и отделителем жидкости. Для более эффективного охлаждения паровоздушной смеси наружную поверхность воздухоотделителя изолируют, а для улучшения теплоотдачи от внутренней трубы на ее наружную поверхность навивают проволоку.

Существуют и другие многочисленные конструкции воздухоотделителей, выпускаемые различными фирмами, в которых используется тот же принцип повышения концентрации воздуха в выпускаемой и паровоздушной смеси. В некоторых воздухоотделителях поступление паровоздушной смеси, жидкого холодильного агента и удаление воздуха регулируются автоматически [9, 12].

Перспективным способом удаления воздуха из системы холодильной установки является сорбционный с использованием синтетических цеолитов. Сорбционный способ наиболее экономичен и полностью исключает загрязнение атмосферы фреонами [6].

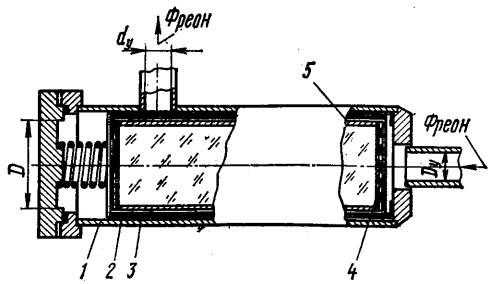
Осушители

Осушители применяют во фреоновых холодильных машинах для поглощения (адсорбции) влаги из жидкого холодильного агента. Наличие влаги во фреоне даже в очень малом количестве (более 15 мг/кг для R12 и 45 мг/кг для R22) приводит к забиванию льдом дроссельных устройств и капиллярных трубок, коррозии металлических поверхностей из-за образования слабых кислот или оснований и, как следствие, к загрязнению дроссельных устройств продуктами коррозии, а также к омеднению стальных поверхностей. Для удаления влаги из фреонов пользуются адсорбентами. В качестве адсорбента используют синтетические цеолиты NaA2КТ или NaA2МШ. Для машин с герметичным компрессором применяют фильтрующие элементы. Цеолиты характеризуются большой поглощающей способностью и благодаря малому размеру пор (около 4×10^{-7} мм) легко очищаются от загрязнений. Цеолит восстанавливается (освобождается от воды) при нагревании до 450°С, для чего зерна рассыпают на противни из коррозистойкой стали (высота слоя 25—30 мм) и выдерживают при этой температуре 2—3 ч.

Высушенный цеолит засыпают в патроны при температуре не ниже 80° С [18]. Количество цеолита в осушителе при эксплуатации должно быть не менее 2 г на 1 кг фреона, содержащегося в холодильной машине; соответственно объем осушительного патрона — 2,85 мл на 1 кг фреона. Для предотвращения уноса мелких частиц адсорбента в систему осушитель обычно выполняют совместно с фильтром (рис. II—15) (фильтр-осушитель). Отношение диаметра осушительного патрона к его длине принимают 1 : 3, а к условному проходу патрубка $\geqslant$ 1,41.

Рис. II—15. Фильтр-осушитель:

1 — корпус; *2* — сетка крупная; *3* — сетка мелкая; *4* — сетка входная; *5* — осушительный патрон



Сетки из полутомпака или латуни применяют в фильтрах-осушителях для холодильных машин производительностью до 110 кВт и из коррозиестойкой стали и оцинкованные из углеродистой стали — для машин большой производительности. Последние устанавливают в два слоя (в жидкостных фильтрах) или в один слой (в фильтрах-осушителях).

Фильтр-осушитель устанавливают на жидкостной линии после конденсатора, смену адсорбента производят без демонтажа аппарата.

Осушители подвергают испытаниям: на прочность [3,5 МПа (35 кгс/см²)], на плотность [2,1 МПа (21 кгс/см²).

Фильтры

Фильтры в холодильных машинах и установках, газовые, жидкостные и масляные, служат для защиты дроссельных приборов и трущихся поверхностей компрессоров, а также приборов автоматического регулирования от механических загрязнений — окалины, опилок, продуктов коррозии и др.

Газовые фильтры устанавливают на всасывающей линии перед входом паров холодильного агента в компрессоры, жидкостные — на трубопроводе после конденсатора или ресивера непосредственно перед регулирующими дроссельными органами, а масляные — в системах смазки компрессоров.

Газовые и масляные фильтры являются составной частью современных бескрейцкопфных и винтовых компрессоров и агрегатов.

В жидкостных фильтрах (рис. II—16), предназначенных для аммиачных и фреоновых холодильных установок, каркас выполнен из стальной бесшовной трубы толщиной стенки 0,8 мм с отверстиями диаметром 10 мм. На трубе закреплена мелкая фильтрующая металлическая сетка. Конструкцией фильтра предусмотрено уплотнение фильтрующего элемента при помощи прокладок и фланцев, стянутых специальными шпильками. При монтаже фильтра фланцы приваривают к жидкостному трубопроводу холодильной установки, а фильтрующий элемент устанавливают так,

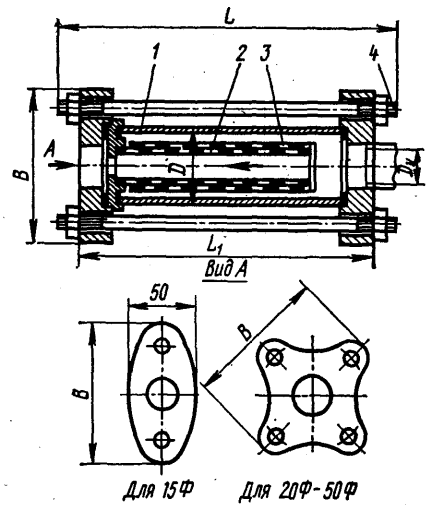


Рис. II—16. Фильтр жидкостный:

1 — корпус из бесшовного стального патрубка; *2* — металлический каркас с толщиной стенки 0,8—1,0 мм с отверстиями диаметром 10 мм; *3* — мелкая фильтрующая сетка; *4* — шпилька

чтобы поток жидкости был направлен на сетку.

Технические характеристики фильтров приведены в табл. II—12.

Поверхность фильтрации определяют, исходя из скорости (м/с): для паровых сетчатых 1—1,5; для жидкостных сетчатых 0,07 — 0,1; для жидкостных матерчатых 0,03—0,05. Сопротивление незагрязненных сетчатых фильтров составляет несколько миллиметров водяного столба.

АРМАТУРА

Общие сведения

Классификация и основные параметры. Арматура — это вспомогательные, обычно стандартные устройства, необходимые для

Таблица II-12 *Жидкостные фильтры типа Ф*

Марка	Размеры, мм					Масса, кг	
	D_y	D	L	B	L_1	общая	корпуса
15Ф	15	45	180	100	155	1,9	0,39
20Ф	20	57	220	112	195	3,4	0,7
25Ф	25	57	220	112	195	3,3	0,7
30Ф	32	57	220	112	195	3,2	0,7
40Ф	40	89	280	160	245	8,2	1,62
50Ф	50					7,8	1,62

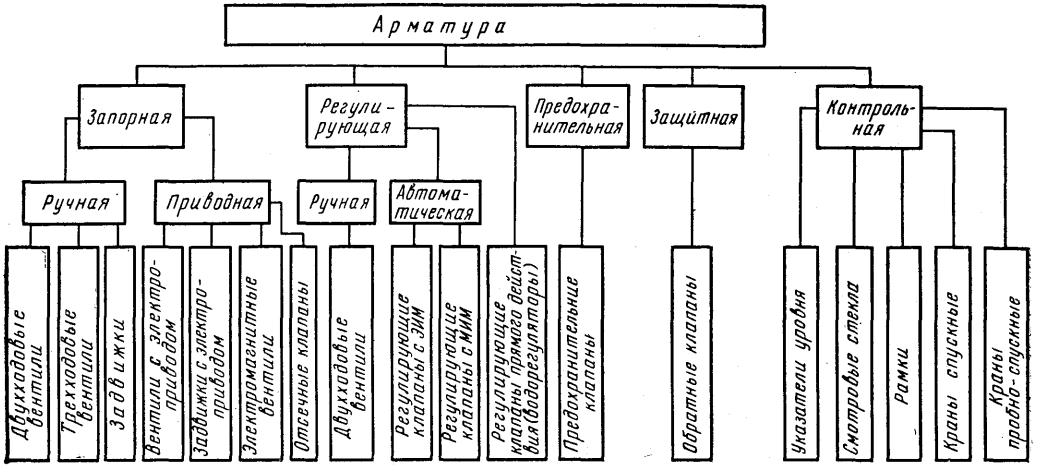


Рис. II—17. Классификация арматуры по назначению

обеспечения нормальной работы основного оборудования. Различают запорную, регулирующую, контрольную, предохранительную и защитную арматуру (рис. II—17). Регулирующая и контрольная арматура предназначена для управления потоками рабочей среды и контроля за уровнем жидкости, предохранительная — для предотвращения аварийного повышения давления, защитная — для защиты оборудования от аварийного изменения направления потока. Различие между предохранительной и защитной арматурой состоит в том, что в аварийной ситуации предохранительная арматура открывается, а защитная закрывается. По назначению арматура, применяемая в холодильной технике (стандартная или сконструированная для конкретных целей), не отличается от арматуры, применяемой в других областях техники. Конструктивные особенности арматуры, используемой в холодильной технике, обусловлены специальными требованиями, предъявляемыми к ней: высокая степень герметичности и вакуумной плотности в затворе и соединениях; способность работать при низких температурах.

В зависимости от того, для какой области температур предназначена арматура, ее разделяют на пять категорий: для работы при $-15 \div +150^\circ$ С (из серого чугуна); для работы при $-30 \div +150^\circ$С (из ковкого чугуна); для работы при $-30 \div +120^\circ$ С (из бронзы и латуни); для работы при $-40 \div +150^\circ$ С (из углеродистой стали); для работы при $-50 \div +150^\circ$С (из легированной стали).

Различают арматуру с малым (до 40 мм), средним (от 50 до 100 мм) и большим (свыше 100 мм) диаметрами условного прохода.

По способу управления арматуру подразделяют на ручную и приводную (автоматическую). Ручной арматурой управляют, вращая маховик или рукоятку, насаженные непосредственно на шпиндель или ходовую гайку или передающие движение через редуктор. Приводная арматура снабжена приводом, установленным непосредственно на ней.

В зависимости от того, меняется ли направление потока после прохождения через арматуру, различают проходную и угловую арматуру. Если направление потока не меняется, то арматуру называют проходной, если меняется на 90°, — угловой.

По способу уплотнения подвижного соединения шпиндель — крышка арматуру подразделяют на сальниковую, сильфонную и мембранную.

Основными параметрами арматуры являются следующие.

Диаметр условного прохода $D_у$ — номинальный внутренний диаметр трубопровода, на котором устанавливают данный вид арматуры. Основные диаметры условного прохода арматуры предусмотрены ГОСТ 355—67.

Рабочее давление $p_р$ — давление, при котором осуществляется эксплуатация арматуры.

Условное давление $p_у$ — номинальное давление среды, обычно соответствующее рабочему при температуре среды 0—120°С (для чугунной арматуры) и 0 — 200° С (для арматуры из углеродистой стали). Под этим давлением арматуру испытывают на плотность.

Пробное давление ($p_{пр} = 1{,}5\,p_у$)— давление, под которым проводят гидравли-

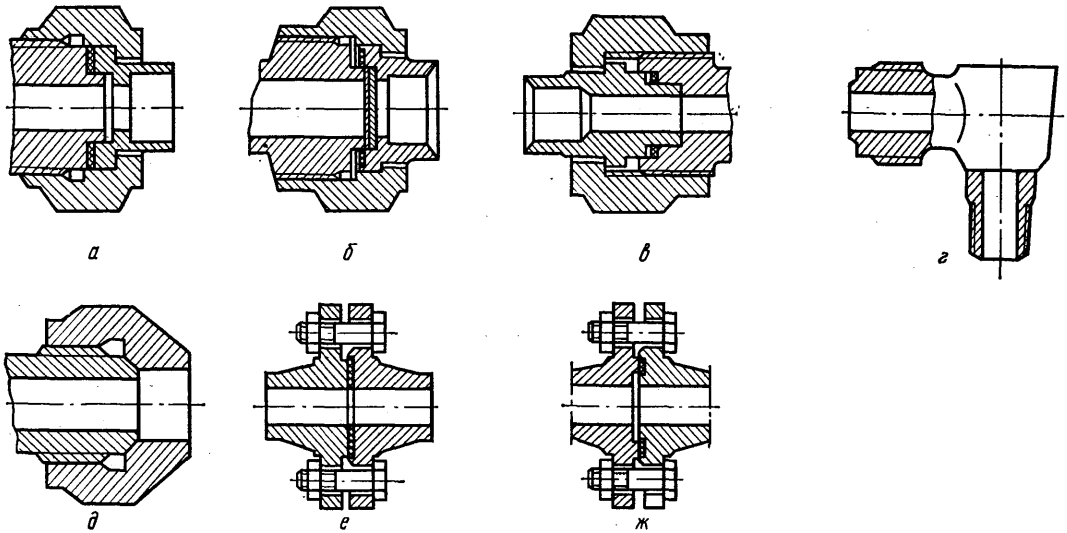


Рис. II—18: Основные типы присоединения арматуры:

а—д — для D_y=6—20 мм; *е—ж* — для D_y=25 мм и выше); *а, б* — штуцерно-торцевое по ГОСТ 5890—78 под резиновую или паронитовую прокладку; *в* — штуцерно-торцевое по ГОСТ 5890—78 под фторопластовую прокладку (соединение типа «замок»); *г* — цапковое с входной конической или цилиндрической резьбой (ввертное соединение); *д* — под отбортовку; *е* — фланцевое по ГОСТ 12815—80 с уплотнительной поверхностью выступ—впадина под паронитовую прокладку; *ж* — фланцевое по ГОСТ 12815—80 с уплотнительной поверхностью шип—паз под фторопластовую прокладку

ческое испытание арматуры на прочность.

Коэффициент гидравлического сопротивления ξ — коэффициент, который характеризует сопротивление арматуры протеканию через нее жидкости или пара и зависит от размеров арматуры, ее конструкции и конфигурации внутренних полостей.

Значения ξ для основных видов стандартной арматуры приводят в таблицах технических характеристик, которые содержатся в ГОСТах или технических условиях на арматуру. При конструировании специальной арматуры или использовании нестандартной, а также при гидравлических расчетах ξ определяют по формуле $\xi = 2\Delta p/v^2\rho$, где Δp — перепад давлений на арматуре, Па; v = скорость протекания среды в трубопроводе, м/с; ρ — плотность среды, Н · с^2/м^4.

Коэффициент гидравлического сопротивления запорной арматуры определяют при полностью открытом затворе, регулирующей арматуры — в зависимости от хода золотника.

Максимальный коэффициент условной пропускной способности $K_{V\,max}$ — коэффициент, численно равный расходу воды, протекающей через арматуру при полном ее открытии и перепаде давлений на ней, равном 0,1 МПа. Значение $K_{V\,max}$ зависит от условного диаметра D_y и коэффициента гидравлического сопротивления ξ: $K_{V\,max} = 5{,}04F_y/\sqrt{\xi}$, где F_y — площадь поперечного сечения присоединительного патрубка, мм^2.

Условные обозначения арматуры и способы присоединения ее к трубопроводу. Условное обозначение арматуры представляет собой систему индексов, состоящую из букв и цифр [16]. Эту систему индексов называют таблицей-фигурой (т/ф). В случае отсутствия таблицы-фигуры указывают номер чертежа.

Способы присоединения арматуры к трубопроводу приведены на рис. II—18.

Запорная арматура

Запорная арматура предназначена для перекрытия потока рабочей среды [3]. К запорной арматуре предъявляют следующие требования: минимальное гидравлическое сопротивление (для вентилей $\xi < 6$, для задвижек $\xi < 0{,}5$); высокая надежность; максимальная плотность в затворе и соединениях; вакуумная плотность по отношению к внешней среде и в затворе (для R12, R22, R502, R717 и R13); минимальные габаритные размеры и

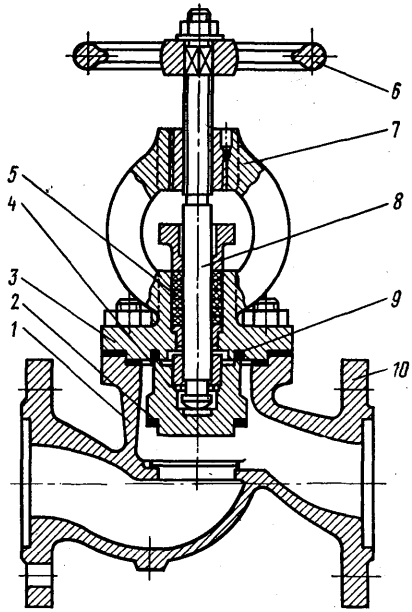


Рис. II—19. Вентиль ручной запорный сальниковый фланцевый для аммиака ($D_у$ = = 25÷200 мм):

1 — корпус; *2, 9* — фторопластовые кольца; *3* — крышка; *4* — золотник; *5* — сальниковое уплотнение; *6* — рукоятка; *7* — бугель; *8* — шпиндель; *10* — магистральный фланец

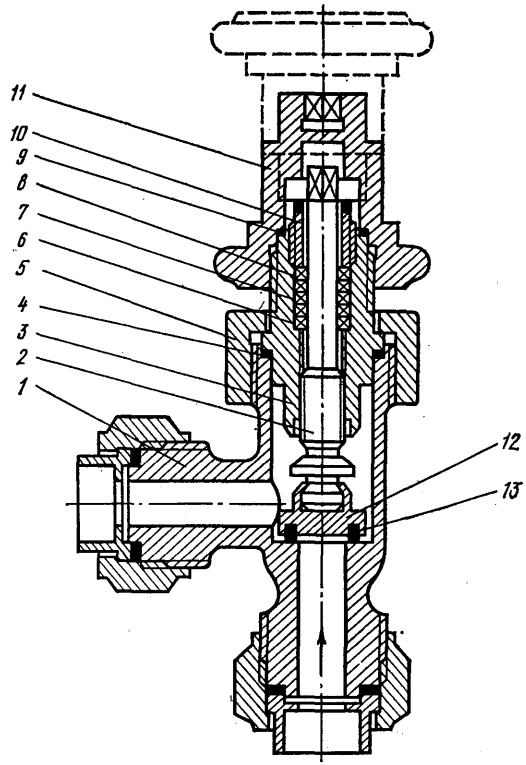


Рис. II—20. Вентиль ручной запорный сальниковый штуцерно-торцевой для фреонов ($D_у$ = 6÷20 мм):

1 — корпус; *2* — шпиндель; *3* — крышка; *4* — фторопластовая прокладка; *5* — накидная гайка; *6* — поднабивочное кольцо; *7* — поджимающее кольцо; *8* — набивочное кольцо; *9* — медная прокладка; *10* — втулка сальника; *11* — защитный колпак-маховичок; *12* — золотник; *13* — фторопластовое кольцо

масса; небольшие усилия открытия и закрытия.

Различают ручную и приводную запорную арматуру. Ручная запорная арматура подразделяется на две группы: ручные вентили и задвижки. К вентилям относят устройства, в которых золотник совершает вращательное перемещение в направлении, совпадающем с направлением течения среды. Задвижками называют устройства, в которых перекрытие прохода осуществляется при поступательном перемещении затвора в направлении, перпендикулярном движению среды.

Вентили по сравнению с задвижками имеют следующие преимущества: возможность работы при высоких перепадах давлений; меньший ход золотника, необходимый для полного перекрытия прохода; небольшие габаритные размеры и масса; возможность установки в любом рабочем положении; относительно небольшая величина усилия, необходимого для перекрытия и герметизации прохода. К недостаткам вентилей относятся относительно высокое гидравлическое сопротивление и большая строительная длина[1].

[1] Строительная длина — длина отрезка трубы, которую замещает арматура.

Ручные вентили подразделяют на две группы: двухходовые [21] и трехходовые [22].

Ручные двухходовые вентили [21]. В холодильных машинах и установках общего назначения широко применяют ручные двухходовые запорные вентили (сальниковые и бессальниковые) для аммиака и фреонов.

В сальниковом аммиачном вентиле (рис. II—19) уплотнение золотника представляет собой фторопластовое кольцо *2*, которое запрессовано или завальцовано в золотник. Уплотнение крышки выполнено также в виде фторопластового кольца *9*, что позволяет при поднятом до отказа шпинделе разгрузить сальниковые уплотнения от давления рабочей среды. Сальниковое уплотнение представляет собой набор разрезных колец из фторопласта-4; уплотнительная поверхность магистральных фланцев выполнена по типу

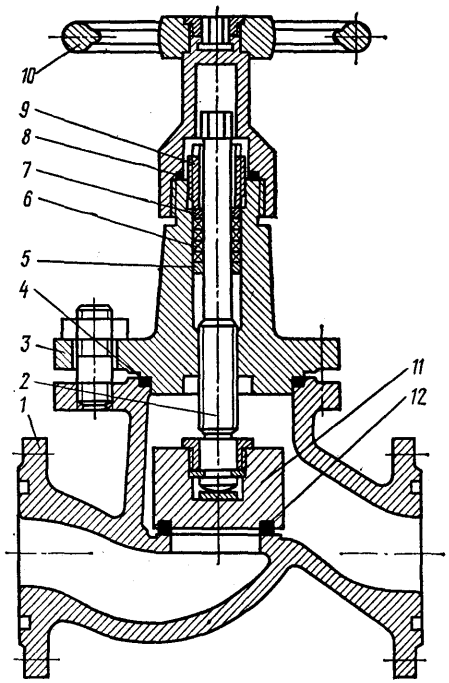


Рис. II—21. Вентиль ручной запорный сальниковый фланцевый для фреонов (D_y = = 25÷200 мм):

1 — корпус; *2* — шпиндель; *3* — крышка; *4* — фторопластовая прокладка; *5* — втулка; *6* — поджимающее кольцо; *7* — набивочное кольцо; *8* — медная прокладка; *9* — втулка сальника; *10* — защитный колпак-маховик; *11* — золотник; *12* — фторопластовое кольцо

соединения выступ — впадина под паронитовую прокладку.

Фреоновые вентили (рис. II—20 и II—21) по сравнению с аммиачными (см. рис. II—19) имеют отличительные особенности, обусловленные текучестью фреонов:

наличие защитного колпака, который дублирует сальниковое уплотнение (в случае утечки холодильного агента через него) и служит маховиком для управления вентилем;

использование сальникового уплотнения, выполненного в виде разрезных колец (см. рис. II—20 и II—21) круглого или квадратного сечения, смещенных друг относительно друга на 90°. Для изготовления колец использован шнур из фторопластового уплотнительного материала (ФУМ);

выполнение уплотнительной поверхности магистральных фланцев по типу соединения шип — паз (D_y = 25 ÷ 200 мм) и по типу «замок» под фторопластовую прокладку (D_y= = 6 ÷ 20 мм).

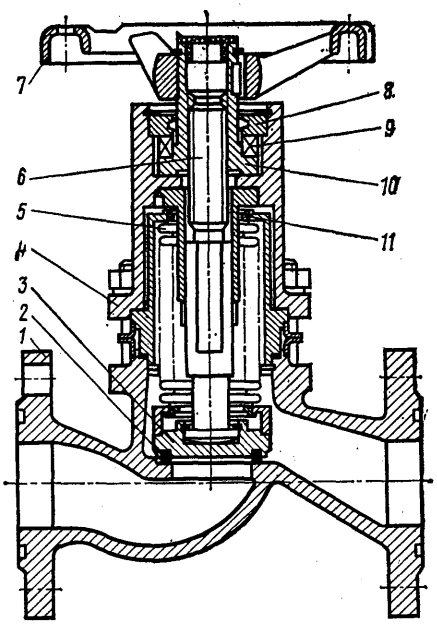


Рис. II—22. Вентиль ручной запорный сильфонный фланцевый для фреонов (D_y = = 25÷80 мм):

1 — корпус; *2* — фторопластовое кольцо; *3* — золотник; *4* — стойка; *5* — сильфон; *6* — шпиндель; *7* — маховик; *8* — уплотнительное кольцо; *9* — подшипник; *10* — резьбовая втулка; *11* — втулка сильфона

Применение мягкого (из фторопласта) уплотнения в золотнике позволяет эксплуатировать вентили без ремонта в течение большого количества рабочих циклов. Кроме того, герметичность в золотнике достигается при небольшом усилии: до 290 Н ($D_y < 50$ мм) и до 490 Н ($D_y > 50$ мм). В рабочем положении золотник запорного вентиля должен быть полностью открыт или закрыт (промежуточное положение не допускается). Запорные вентили можно устанавливать на трубопроводе в любом рабочем положении; рабочая среда подается под золотник.

Основные технические характеристики двухходовых сальниковых вентилей для холодильных агентов приведены в табл. II—13, условчые обозначения, коэффициент гидравлического сопротивления и масса — в табл. II—14.

В бессальниковом фреоновом вентиле (рис. II—22) в результате применения сильфона *5* полностью устранены утечки холодильного агента через уплотнение по шпинделю *6*. Дополнительно для создания герметичности по отношению к внешней среде, втулку сильфона *11* приваривают к стойке

Таблица II-13 *Двухходовые сальниковые запорные вентили для холодильных агентов*

Показатели	Вентили	
	фреоновые	аммиачные
Диаметр условного прохода вентилей D_y, мм		
сальниковых стальных	6—200 (14 типоразмеров)	6—200 (14 типоразмеров)
чугунных	20; 25; 32; 40; 50; 100	32; 40; 50; 65; 80
мембранных латунных	6; 10	—
Рабочая среда вентилей		
стальных, чугунных	R11, R12, R13, R22, R30, R142, R502	R717
латунных	R12, R13, R22	—
Массовая доля масла во фреонах и аммиаке, %	До 10	До 10
Манометрическое давление рабочей среды вентилей, МПа		
стальных		
$D_y = 6 \div 20$ мм	$-0{,}0994 \div +2{,}5$	2,5
$D_y = 25 \div 200$ мм	$-0{,}0948 \div +2{,}5$	2,5
чугунных	1,6	2,5
латунных	1,6	—
Температура рабочей среды вентилей, °С		
из углеродистой стали	$-40 \div +150$	$-40 \div +150$
из кислотостойкой стали	$-100 \div +150$	$-70 \div +150$
из чугуна	$-30 \div +150$	$-30 \div +150$
из латуни	$-40 \div +120$	—
Вакуумная плотность вентилей по отношению к внешней среде, МПа		
стальных		
$D_y = 6 \div 20$ мм	$-0{,}0994$	—
$D_y = 25 \div 200$ мм	$-0{,}0948$	—
чугунных	$-0{,}0948$	—
латунных	$-0{,}0994$	—

вентиля. Применение сильфона позволяет уменьшить усилие, необходимое для обеспечения герметичности в золотнике и исключает необходимость в применении рычагов для закрытия вентиля. Это позволяет повысить надежность вентилей, предохраняя от разрушения фторопластовое кольцо *2* в золотнике, так как в случае применения рычагов кольцо деформируется и теряет свои упругие свойства.

Дополнительно для уменьшения усилия на рукоятке в вентилях ($D_y = 50$—150 мм) используют подшипники.

Технические характеристики ручных двухходовых бессальниковых фреоновых вентилей

Диаметр условного прохода D_y, мм	10—150 (8 типоразмеров)
Массовая доля фреонов в маслах, %	До 90
Манометрическое давление рабочей среды, МПа	$-0{,}0948 \div +2{,}5$
Температура рабочей среды, °С	$-100 \div +200$
Вакуумная плотность по отношению к внешней среде, МПа	$-0{,}0948$

Рабочей средой таких вентилей является смесь жидких или парообразных фреонов R11, R12, R13, R22 с холодильными маслами ХФ-12-16, ХФ-22-24, ХФ-22с-16, ХА-30, ФМ-5,6 и УТ-30.

Ручные трехходовые вентили. Такие вентили [22] применяют в холодильных машинах и установках общего назначения в качестве запорных устройств, предназначенных для переключения предохранительных клапанов в случае необходимости проведения их ремонта или тарировки.

Конструкция бессальникового трехходового вентиля приведена на рис. II—23. В результате применения сильфона в таких вентилях полностью устранены утечки холодильно-

Таблица II-14 *Условные обозначения, коэффициент гидравлического сопротивления ξ и масса двухходовых сальниковых вентилей для холодильных агентов*

D_y, мм	Таблица-фигура (т/ф) вентилей		ξ	Масса вентилей, кг	
	фреоновых	аммиачных		аммиачных	фреоновых
	Запорные фланцевые проходные вентили				
25	14с20п (14нж20п) *	15с12п	3,5	6,0	7,1
32	14с20п (14нж20п)	15с12п	3,5	8,5	8,6
40	—	15с18п	3,5	14,4	15,1
50	—	15с18п	3,5	17,6	16,8
65	—	15с18п	3,5	31,0	31,8
80	—	15с18п	4,9	34,7	41,7
100	—	15с18п	4,9	51,5	48,6
125	—	—	4,9	71,6	77,4
150	—	15с18п	4,9	100	112,4
200	14с20п(14нж20п)	15с18п	4,9	250	181,5
20	15кч32п	15кч12п	6,0	3,45	3,3
	Запорные фланцевые угловые вентили				
20	15кч37п	—	4,0	—	3,4
25	15кч37пт	—	4,0	—	3,8
	Запорные цапковые проходные вентили				
6	14с26п (14нж26п)	—	—	—	1,02
10	14с26п (14нж26п)	15с11бк	3,0	0,63	1,7
15	14с26п (14нж26п)	15с10п	3,0	3,4	2,1
20	14с26п (14нж26п)	—	4,0	—	3,0
20	14с22п (14нж22п)	—	4,0	—	—
	Запорные цапковые угловые вентили с входной цилиндрической резьбой				
6	14с27п (14нж27п)	15с13бк	3,0	0,4	1,25
10	14с27п (14нж27п)	15с13бк	3,0	0,7	1,6
15	14с27п (14нж27п)	—	3,0	—	2,1
20	14с27п (14нж27п)	—	4,5	—	3,55
	Запорные цапковые угловые вентили с входной конической резьбой				
6	14с96п (14нж96п)	—	3,0	—	1,15
10	14с96п (14нж96п)	—	3,0	—	1,17
15	14с96п (14нж96п)	—	3,0	—	1,7
20	14с96п (14нж96п)	—	4,5	—	3,2
	Запорные угловые вентили с патрубками под приварку				
10	14с97п (14нж97п)	—	3,0	—	1,05
15	14с97п (14нж97п)	—	3,0	—	1,5

* В скобках приведена таблица-фигура для вентилей из нержавеющей стали.

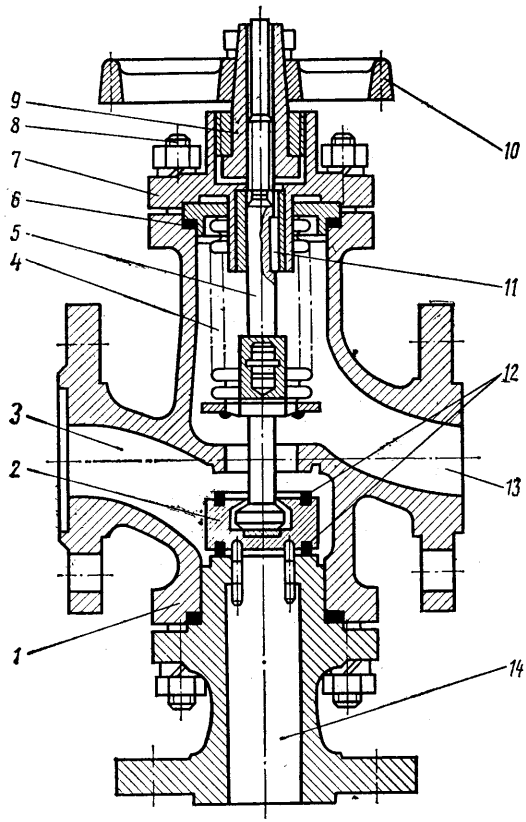


Рис. II—23. Вентиль трехходовой сильфонный ($D_y = 20 \div 100$ мм):

1 — корпус; *2* — золотник; *3* — входной патрубок; *4* — сильфон; *5* — шпиндель; *6* — фторопластовая прокладка; *7* — крышка; *8* — шпилька; *9* — резьбовая втулка; *10* — маховик; *11* — шпонка; *12* — фторопластовое кольцо; *13, 14* — выходные патрубки

го агента через уплотнение по шпинделю. Уплотнение в золотнике выполнено в виде фторопластового кольца, запрессованного в него. Вентиль открывают, вращая маховик против часовой стрелки. При этом золотник закрывает патрубок *13* и открывает патрубок *14*. Устанавливать вентиль на трубопроводе можно в любом положении, рабочая среда подается только во входной патрубок *3*, а выходит из выходных патрубков *13* и *14*.

Присоединение вентилей к аппарату фланцевое (по ГОСТ 12815—80) со впадиной (см. рис. II—18,*е*), к предохранительному клапану — фланцевое (ГОСТ 12815—80) с выступом (см. рис. II—18,*е*) под паронитовую прокладку.

Технические характеристики ручных трехходовых бессальниковых вентилей (черт. Е 29139)

Диаметр условного прохода D_y, мм	20—100 (7 типоразмеров)
Температура рабочей среды, °С	
для аммиака и углеводородов	—40 ÷ +200
для фреонов R12, R13, R22 и R502	—40 ÷ +100
для R30	До 60
Манометрическое давление рабочей среды, МПа	—0,0994 ÷ +2,5
Вакуумная плотность по отношению к внешней среде, МПа	—0,0994

Рабочей средой являются жидкие и парообразные фреоны R12, R13, R22, R502, аммиак и углеводороды.

Ручные задвижки. Наряду с ручными вентилями в качестве запорных органов используют ручные задвижки [3, 16]. В холодильной технике применяют в основном клиновые и параллельные задвижки (полнопроходные или с суженным проходом, с выдвижным или невыдвижным шпинделем) (рис. II—24). Преимущества клиновых задвижек: герметичность в затворе; небольшая величина усилия, необходимого для уплотнения затвора; возможность использования при больших перепадах давления среды.

Параллельные задвижки применяют в тех случаях, когда не требуется герметичности затвора, и при малых перепадах давления среды. Типовая конструкция клиновой задвижки типа ЗКЛ, наиболее часто применяемой для аммиака и фреонов, приведена на рис. II—24.

Затвор задвижки выполнен в виде клина с боковыми направляющими поверхностями. Уплотнительные поверхности корпуса и клина наплавлены коррозиестойкой сталью и обеспечивают герметичность затвора по I классу ГОСТ 9544—75. Уплотнение в крышке позволяет при поднятом вверх до отказа шпинделе разгрузить сальниковое уплотнение от действия рабочей среды.

Установочное положение задвижки на трубопроводе может быть любым.

Коэффициенты гидравлического сопротивления ξ задвижек в зависимости от диаметра условного прохода приведены ниже.

D_y, мм	40	50	65	80	100	300—400
ξ	0,6	0,5	0,4	0,3—0,4	0,2	0,1—0,2

Приводная запорная арматура. К приводной запорной арматуре [3, 16] относят вентили и задвижки с электроприводом, электромагнитные вентили [см. главу III] и отсечные кла-

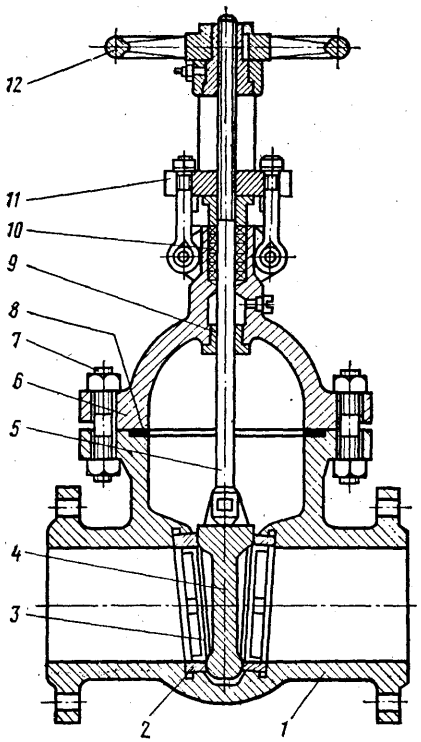


Рис. II—24. Задвижка ручная полнопроходная типа ЗКЛ:

1 — корпус; *2* — седло; *3* — направляющая; *4* — клин; *5* — шпиндель; *6* — крышка; *7* — шпилька; *8* — прокладка; *9* — направляющая втулка; *10* — сальниковое уплотнение; *11* — поджимной фланец; *12* — маховик

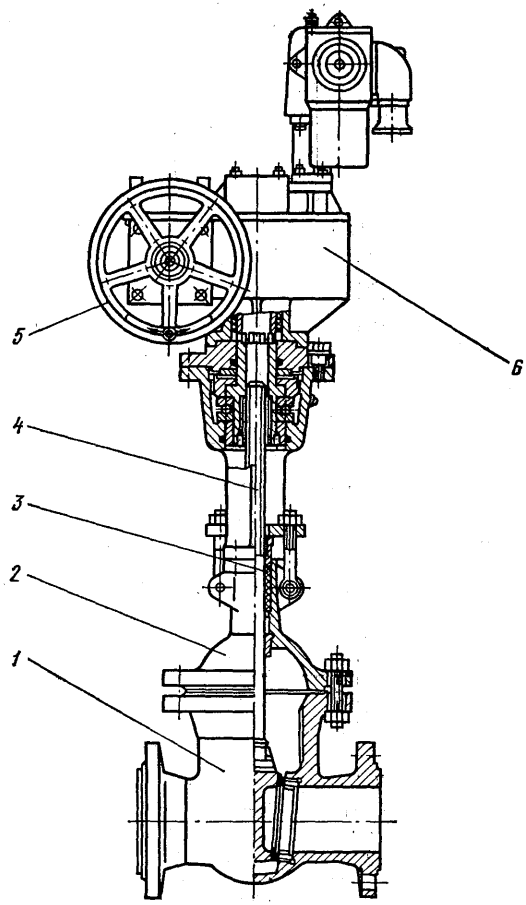


Рис. II—26. Задвижка с электроприводом марки ЗКЛПЭ:

1 — корпус; *2* — крышка; *3* — сальниковое уплотнение; *4* — шпиндель; *5* — маховик ручного дублера; *6* — электропривод

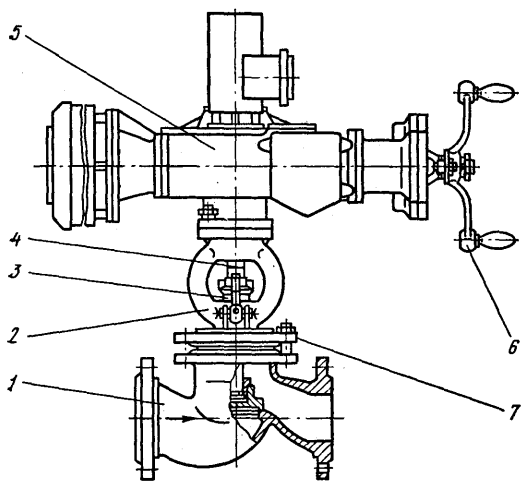


Рис. II—25. Вентиль с электроприводом (т/ф 15с922нж):

1 — корпус; *2* — бугель; *3* — сальник; *4* — шпиндель; *5* — электропривод; *6* — маховик ручного дублера; *7* — крышка

паны (из-за ограниченного применения эти клапаны в данном справочнике не рассматриваются). Для дистанционного управления вентилями и задвижками используют электроприводы, которые устанавливают непосредственно на арматуре.

Электроприводы выпускают в нормальном и взрывозащищенном исполнениях на напряжение питания 220/380 В переменного тока,

Таблица II-15 *Электроприводы для арматуры*

Условное обозначение электропривода	Максимальный крутящий момент, Н·м	Предел регулирования муфты ограничения крутящего момента, Н·м	Электродвигатель		Частота вращения вала, 1/с	Максимальное усилие на маховике ручного дублера, Н
			тип	мощность, кВт		
Нормальное исполнение с присоединением типа А						
87А222 УШ1	59	25—59	АОЛ-11-4Ф3	0,12	25	245
87А242 УШ1	59	25—59	АОЛ-11-4Ф3	0,12	25	245
87А225 УШ1	59	25—59	АОЛ-11-4Ф3	0,12	25	245
87А245 УШ1	59	25—59	АОЛ-11-4Ф3	0,12	25	245
87А322 УШ1	98	59—98	АОЛ-11-4Ф3	0,12	25	412
87А325 УШ1	98	59—98	АОЛ-11-4Ф3	0,12	25	412
87А342 УШ1	98	59—98	АОЛ-12-4Ф3	0,18	25	412
87А345 УШ1	98	59—98	АОЛ-12-4Ф3	0,18	25	412
Нормальное исполнение с присоединением типа Б						
87Б451 УС1	245	98—245	АСАЛ-072-4	0,6	25	196
87Б454 УС1	245	98—245	АСАЛ-072-4	0,6	25	196
87Б456 УС1	245	98—245	АСАЛ-072-4	0,6	25	196
87Б481 УС1	245	98—245	АСАЛ-12-4	1,1	25	392
87Б484 УС1	245	98—245	АСАЛ-12-4	1,1	25	392
87Б486 УС1	245	98—245	АСАЛ-12-4	1,1	25	392
87Б451 УШ1	245	98—245	АСАЛ-072-4	0,6	25	196
87Б454 УШ1	245	98—245	АСАЛ-072-4	0,6	25	196
87Б456 УШ1	245	98—245	АСАЛ-072-4	0,6	25	196
87Б481 УШ1	245	98—245	АСАЛ-12-4	1,1	25	392
87Б484 УШ1	245	98—245	АСАЛ-12-4	1,1	25	392
87Б486 УШ1	245	98—245	АСАЛ-12-4	1,1	25	392
Нормальное исполнение с присоединением типа В						
87Б541 УС1	984	245—984	АСАЛ-22-4	2,2	25	257
87Б544 УС1	984	245—984	АСАЛ-22-4	2,2	25	257
87Б546 УС1	984	245—984	АСАЛ-22-4	2,2	25	257
87Б571 УС1	984	245—984	АСАЛ-32-4	4,4	25	490
87Б574 УС1	984	245—984	АСАЛ-32-4	4,4	25	490
87Б576 УС1	984	245—984	АСАЛ-32-4	4,4	25	490
87В541 УШ1	984	245—984	АСАЛ-22-4	2,2	25	257
87В544 УШ1	984	245—984	АСАЛ-22-4	2,2	25	257
87В546 УШ1	984	245—984	АСАЛ-22-4	2,2	25	257
87В571 УШ1	984	245—984	АСАЛ-32-4	4,0	25	490
87В574 УШ1	984	245—984	АСАЛ-32-4	4,0	25	490
Нормальное исполнение с присоединением типа Г						
87Г631 УС1	2470	984—2470	АСАЛ-32-4	4,0	25	441
87Г634 УС1	2470	984—2470	АСАЛ-32-4	4,0	25	441
87Г636 УС1	2470	984—2470	АСАЛ-32-4	4,0	25	441
87Г661 УС1	2470	984—2470	АСАЛ-42-4	7,5	25	882
87Г664 УС1	2470	984—2470	АСАЛ-42-4	7,5	25	882
87Г666 УС1	2470	984—2470	АСАЛ-42-4	7,5	25	882
87Г631 УШ1	2470	984—2470	АСАЛ-32-4	4,0	25	441
87Г634 УШ1	2470	984—2470	АСАЛ-32-4	4,0	25	441
87Г636 УШ1	2470	984—2470	АСАЛ-32-4	4,0	25	441
87Г661 УШ1	2470	984—2470	АСАЛ-42-4	7,5	25	882
87Г664 УШ1	2470	984—2470	АСАЛ-42-4	7,5	25	882
87Г666 УШ1	2470	984—2470	АСАЛ-42-4	7,5	25	882

Продолжение

Условное обозначение электропривода	Максимальный крутящий момент, Н·м	Пределы регулирования муфты ограничения крутящего момента, Н·м	Электродвигатель		Частота вращения вала, 1/с	Максимальное усилие на маховике ручного дублера, Н
			тип	мощность, кВт		
Нормальное исполнение с присоединением типа Д						
87Д711 УС1	8333	2470—8333	АОС2-42-4	7,5	25	882
87Д714 УС1	8333	2470—8333	АОС2-42-4	7,5	25	882
87Д716 УС1	8333	2470—8333	АОС2-42-4	7,5	25	882
87Д711 УШ1	8333	2470—8333	АОС2-42-4	7,5	25	882
87Д714 УШ1	8333	2470—8333	АОС2-42-4	7,5	25	882
87Д716 УШ1	8333	2470—8333	АОС2-42-4	7,5	25	882
Нормальное исполнение с присоединением типа М						
87М111 УШ1	24,7	4,9—25	АВ-042-4	0,03	25	353
87М113 УШ1	24,7	4,9—25	АВ-042-4	0,03	25	353
Взрывозащищенное исполнение с присоединением типа А						
87А222 УС2	59	25—59	АСВ21-4	0,18	25	245
87А242 УС2	59	25—59	АСВ21-4	0,18	25	245
87А225 УС2	59	25—53	АСВ21-4	0,18	25	245
87А245 УС2	59	25—59	АСВ21-4	0,18	25	245
87А322 УС2	59	25—59	АСВ21-4	0,18	25	412
87А342 УС2	59	25—59	АСВ21-4	0,18	25	412
87А325 УС2	59	25—59	АСВ21-4	0,18	25	412
87А345 УС2	59	25—59	АСВ21-4	0,18	25	412
Взрывозащищенное исполнение с присоединением типа Б						
87Б451 УС2	245	98—245	ВАОА-072-4	0,6	25	196
87Б454 УС2	245	98—245	ВАОА-072-4	0,6	25	196
87Б456 УС2	245	98—245	ВАОА-072-4	0,6	25	196
87Б481 УС2	245	98—245	ВАОА-12-4	1,1	25	392
87Б484 УС2	245	98—245	ВАОА-12-4	1,1	25	392
87Б486 УС2	245	98—245	ВАОА-12-4	1,1	25	392
Взрывозащищенное исполнение с присоединением типа В						
87В541 УС2	984	245—984	ВАОА-22-4	2,2	25	257
87В544 УС2	984	245—984	ВАОА-22-4	2,2	25	257
87В546 УС2	984	245—984	ВАОА-22-4	2,2	25	257
87В571 УС2	984	245—984	ВАОА-32-4	4,0	25	490
87В574 УС2	984	245—984	ВАОА-32-4	4,0	25	490
87В576 УС2	984	245—984	ВАОА-32-4	4,0	25	490
Взрывозащищенное исполнение с присоединением типа Г						
87Г631 УС2	2470	984—2470	ВАОА-32-4	4,0	25	441
87Г634 УС2	2470	984—2470	ВАОА-32-4	4,0	25	441
87Г636 УС2	2470	984—2470	ВАОА-32-4	4,0	25	441
87Г661 УС2	2470	984—2470	ВАОА-42-4	7,5	25	882
87Г664 УС2	2470	984—2470	ВАОА-42-4	7,5	25	882
87Г666 УС2	2470	984—2470	ВАОА-42-4	7,5	25	882
Взрывозащищенное исполнение с присоединением типа Д						
87Д711 УС2	8333	2470—8333	ВАО-42-4	7,5	25	882
87Д714 УС2	8333	2470—8333	ВАО-42-4	7,5	25	882
87Д716 УС2	8333	2470—8333	ВАО-42-4	7,5	25	882

Таблица II-16 *Вентили с электроприводом (т/ф 15с922нж, черт. Е21142) и задвижки с электроприводом (типа ЗКЛПЭ)*

Наименование	$D_у$, мм	Условное давление, МПа	Температура рабочей среды, °С	Тип электропривода	Характеристика электродвигателя				Масса, кг
					тип	напряжение, В	мощность, Вт	время открытия (закрытия), с	
Вентиль с электроприводом	50	4,0	—40÷+425	ТЭ.099.058	АОЛ11-2Ф3	220/380	0 18	20,0	16,5
	80	4,0	—40÷+425	Б.099.098	АОС31-4Ф2	220/380	0,6	0,13	35,5
	100	4,0	—40÷+425	Б.099.098	АОС31-4Ф2	220/380	0,6	0,14	43,7
	150	4,0	—40÷+425	Б.099.100	АОС42-4Ф2	220/380	2,8	11,0	227
	200	4,0	—40÷+425	Б.099.102	АОС31-4Ф2	220/380	4,5	11,2	227
	50	2,5	—40÷+150	ТЭ.099.058	АОЛ-11-2Ф3	220/380	0,18	—	50
Задвижка с электроприводом	50	4,0	—40÷+450	Б.099.059	АСВ-22-4Ф2	220/380	0,4	0,25	164
	80	4,0	—40÷+450	Б.099.059	АСВ-22-4Ф2	220/380	0,4	0,35	178
	100	4,0	—40÷+450	Б.099.099	АСВ-31-4Ф2	220/380	1,0	0,31	240
	150	4,0	—40÷+450	Б.099.099	АСВ-31-4Ф2	220/380	1,0	0,5	313
	200	4,0	—40÷+450	Б.099.103	АСВ-42-4Ф2	220/380	4,5	1,05	844
	300	4,0	—40÷+450	Б.099.103	АСВ-32-4Ф2	220/380	7,0	2,0	2350

частотой 5 Гц, с крутящим моментом на приводном валу от 59 до 8333 Н.

В зависимости от величины крутящего момента электроприводы различают по типам присоединений: М, А, Б, В, Г и Д. Электрическая схема управления единая — с двусторонней муфтой ограничения крутящего момента, которая защищает механизм от повреждений при отказе конечных выключателей, заклиниваниях и т. д.

Основные технические характеристики электроприводов нового, унифицированного ряда приведены в табл. II—15.

Типовые конструкции вентиля и задвижки с электроприводом приведены на рис. II—25 и II—26. Основные технические характеристики вентилей и задвижек с электроприводом применяемых в холодильной технике, приведены в табл. II—16.

Регулирующая арматура

Регулирующая арматура (ручная или автоматическая) предназначена для поддержания в требуемых пределах одного или нескольких параметров (давления, температуры, расхода или уровня) холодильной машины или установки.

Ручная арматура. К ручной регулирующей арматуре относятся ручные регулирующие вентили [3, 16]. Ручные регулирующие вентили аналогичны по конструкции запорным (см. рис. II—18, II—19 и II—20) и отличаются от них только формой золотника. В большинстве конструкций применяют золотники двух типов: стержневые и полые.

Регулирование осуществляют, перемещая золотник вентиля вверх или вниз. При этом изменяются проходное сечение (в вентилях со стержневым золотником — площадь кольцевой щели между седлом и золотником, в вентилях с полым золотником — площадь окон, открытая для прохода среды) и гидравлическое сопротивление вентиля.

Установочное положение вентиля на трубопроводе может быть любым, рабочая среда подается на золотник.

Основные технические характеристики регулирующих вентилей аналогичны характеристикам ручных запорных (см. табл. II—13). Диаметры условных проходов аммиачных вентилей от 6 до 32 мм (6 типоразмеров), фреоновых вентилей — от 6 до 40 мм (7 типоразмеров).

Автоматическая регулирующая арматура. В схемах автоматизации холодильных установок автоматическая регулирующая арматура [3, 16, 19] используется в качестве исполнительных устройств, состоящих из исполнительного механизма и регулирующего органа, который изменяет поток рабочей среды.

В холодильных установках в качестве исполнительных устройств применяют регулирующие клапаны, для перестановки регулирующего органа которых используется вспомогательная энергия, подводимая от постороннего источника. Для поддержания давления конденсации используют регулирующие кла-

паны (водорегуляторы) прямого действия (см. главу III).

К группе регулирующих клапанов, работающих от постороннего источника энергии, относятся регулирующие клапаны с мембранным или электрическим исполнительным механизмом (сокращенно МИМ или ЭИМ).

Мембранный исполнительный механизм преобразует сигнал в виде давления сжатого воздуха в механическое перемещение регулирующего органа. Обычно мембранные исполнительные механизмы выполняют с выходными штоками, совершающими поступательное движение.

Электрический исполнительный механизм преобразует электрический сигнал в механическое перемещение регулирующего органа. В зависимости от вида механического перемещения различают электрические исполнительные механизмы с вращательным и поступательным движением выходного устройства.

В качестве примера на рис. II—27 показан двухседельный регулирующий клапан с мембранным исполнительным механизмом, который состоит из дроссельного устройства *I* и мембранного исполнительного механизма *II*. Мембранный исполнительный механизм может быть укомплектован дополнительными приборами: позиционером *III* и ручным дублером *IV* (боковым или центральным) или одновременно тем и другим. Полный ход штока соответствует изменению давления в пневмокамере от 0,02 до 0,1 МПа.

Для увеличения точности срабатывания и стабильности характеристики применяют позиционер, обеспечивающий пропорциональность перемещения штока регулирующего клапана величине командного давления воздуха. Применение позиционеров является обязательным в следующих случаях: при больших перепадах давления на клапане; в случае применения вязких сред; при необходимости регулирования параметров в широких пределах; в случае применения нестандартного командного давления воздуха (для усиления выходного сигнала регулятора); при увеличении рассогласования между автоматическим регулятором и регулирующим клапаном.

Регулирующие клапаны классифицируют по пропускной способности, величине условного давления, способу уплотнения штока, виду пропускной характеристики, типу корпуса и по способу действия.

По пропускной способности регулирующие клапаны подразделяют на четыре группы: для больших расходов (20—20 000 м³/ч), средних (4—1600 м³/ч), малых (0,1—4,0 м³/ч) и микрорасходов (меньше 0,1 м³/ч).

По величине условного давления различают клапаны: для малых давлений (до 0,16 МПа), для средних давлений (от 2,5 до 16,0 МПа) и для высоких давлений (от 20 до 150 МПа).

По способу уплотнения штока клапаны подразделяют на сальниковые и сильфонные. По виду пропускной характеристики различают клапаны с линейной и равнопроцентной (логарифмической) пропускной характеристикой, по типу корпуса — проходные и угловые, по способу действия — нормально открытые (при отсутствии командного сигнала клапан полностью открыт) и нормально закрытые (при отсутствии командного сигнала клапан полностью закрыт).

Каждому типоразмеру регулирующего клапана с мембранным или электрическим исполнительным механизмом соответствует своя условная пропускная способность $K_{V\,max}$.

В холодильной технике применяют двухседельные регулирующие клапаны ($D_y = 25 \div 200$ мм; т/ф 25нж14нж, 25с40нж, 25нж90нж, 25нж92нж, 25с42нж, 25с48нж, 25с50нж) с мембранным исполнительным механизмом, рассчитанные на условное давление 4 и 6,4 МПа и рабочую температуру от —40 до +300°С [16], и регулирующие клапаны ($D_y = 15 \div 80$ мм, т/ф 25ч931нж) с электрическим исполнительным механизмом ЦР-1М, рассчитанные на давление 1,6 МПа и температуру от —15 до +300° С [16].

Максимальные коэффициенты условной пропускной способности $K_{V\,max}$ регулирующих клапанов с мембранным и электрическим исполнительным механизмом в зависимости от диаметра условного прохода D_y приведены ниже.

D_y, мм	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250
$K_{V\,max}$	6,3	10	16	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600

Предохранительная и защитная арматура

Предохранительная арматура предназначена для автоматического сброса паров холодильных агентов из аппаратов и трубопроводов при повышении в них давления сверх установленного значения (предохранительные клапаны), а защитная — для предотвращения обратного потока рабочей среды (обратные клапаны).

Предохранительные клапаны. Предохранительные клапаны [3] классифицируют по пропускной способности и способу сброса рабочей среды.

По пропускной способности предохрани-

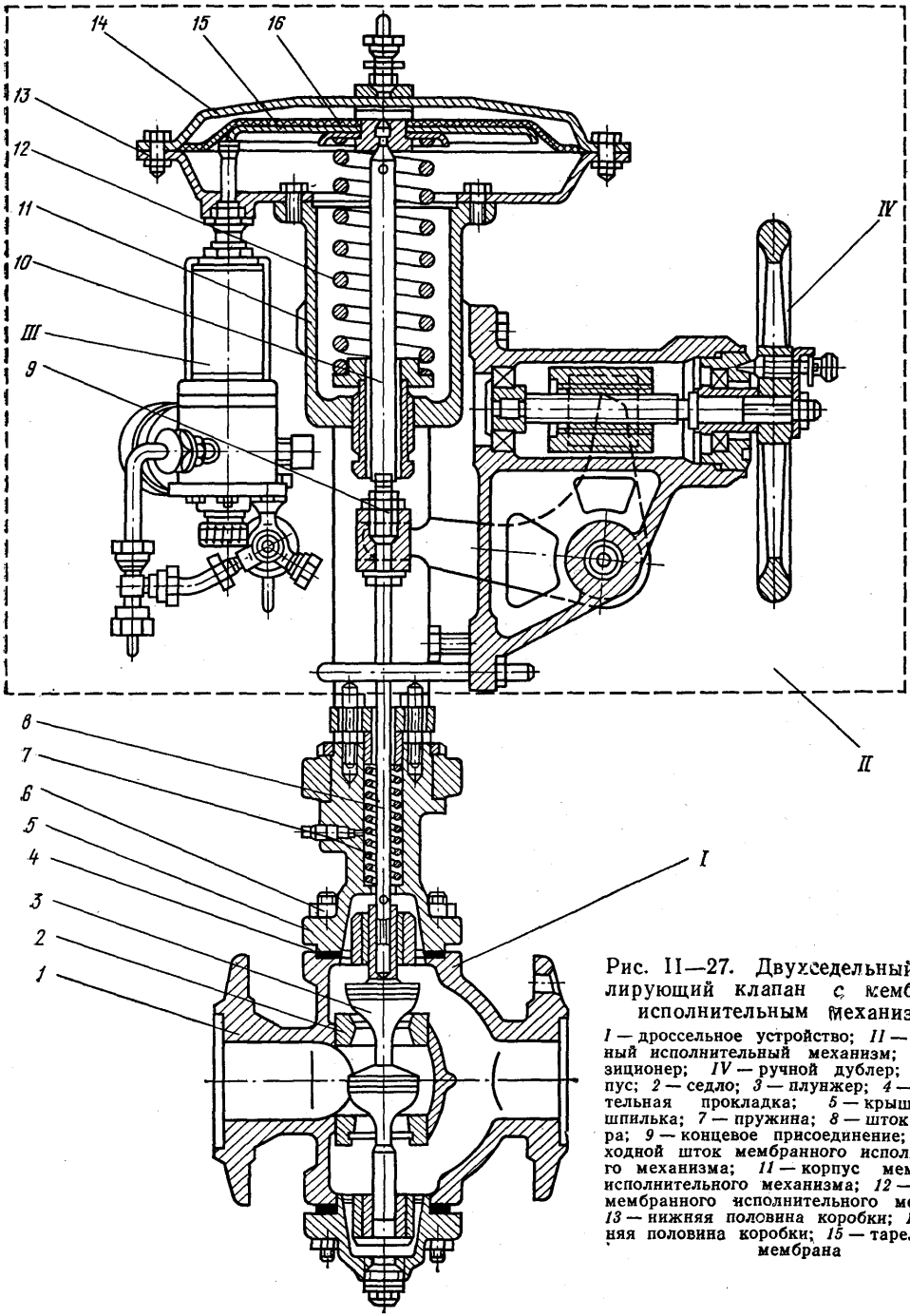


Рис. II—27. Двухседельный регулирующий клапан с мембранным исполнительным механизмом:

I — дроссельное устройство; *II* — мембранный исполнительный механизм; *III* — позиционер; *IV* — ручной дублер; *1* — корпус; *2* — седло; *3* — плунжер; *4* — уплотнительная прокладка; *5* — крышка; *6* — шпилька; *7* — пружина; *8* — шток плунжера; *9* — концевое присоединение; *10* — выходной шток мембранного исполнительного механизма; *11* — корпус мембранного исполнительного механизма; *12* — пружина мембранного исполнительного механизма; *13* — нижняя половина коробки; *14* — верхняя половина коробки; *15* — тарелка; *16* — мембрана

Таблица II-17 *Максимальный коэффициент условной пропускной способности* $K_{V_{max}}$ *(предельное отклонение* $+10\%$*)*

Тип клапана	Диаметр условного прохода D_y, мм										
	10	15	20	25	32	40	50	65	0	100	150
Малого подъема	0,4	0,63	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10	16	25	63
Полного подъема	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10	16	25	40	63	160

тельные клапаны подразделяют на малоподъемные и полноподъемные. Срабатывание малоподъемного клапана происходит постепенно, по мере повышения давления; у полноподъемных клапанов золотник поднимается резко, клапан открывается с чистым резким хлопком.

При одинаковом увеличении давления среды золотник полноподъемного клапана поднимается на бо́льшую высоту ($h = 1/4\ D_c$), поэтому производительность его выше. При одинаковой производительности масса и габаритные размеры полноподъемного клапана меньше. Максимальный коэффициент пропускной способности малоподъемных и полноподъемных клапанов в зависимости от диаметра условного прохода приведен в табл. II—17.

По способу сброса рабочей среды различают предохранительные клапаны, работающие без противодавления (сброс непосредственно в атмосферу) и работающие с противодавлением (сброс через промежуточный трубопровод).

Конструкция полноподъемного клапана (черт. УФ55023) показана на рис. II—28, а основные технические характеристики клапанов с различными диаметрами условного прохода приведены в табл. II—18.

Предохранительный клапан является уравновешенной системой, в которой усилие от пружины незначительно превышает силу давления рабочей среды. В связи с этим обеспечение герметичности предохранительных клапанов при работе играет первостепенную роль. Это особенно важно в холодильных машинах и установках, где утечки среды через закрытый клапан приводят к потере ценного холодильного агента и выводу машины или установки из строя.

Степень герметичности предохранительных клапанов в зависимости от типа уплотнения в затворе и диаметра условного прохода приведена в табл. II—19.

Предохранительный клапан — устройство, работающее в условиях повышенных давлений рабочей среды. Повышение давления сверх рабочего может вызвать повреждение холодильного оборудования или аварию, поэтому при проектировании сосудов (аппаратов) главное внимание должно быть уделено правильному выбору предохранительного клапана.

Для исключения нежелательного срабатывания клапана необходимо, чтобы рабочее давление клапана, при котором он должен обеспечивать герметичность в затворе, было равно расчетному давлению сосуда или аппарата (см. главу I).

Рис. II—28. Клапан предохранительный полноподъемный (черт. УФ55023):

1 — седло; *2* — направляющая втулка; *3* — стопорный винт; *4* — золотник; *5* — корпус; *6* — пружина; *7* — ограничительная втулка; *8* — винт; *9* — крышка; *10* — шток; *11* — регулировочная гайка; *12* — стакан; *13* — резиновая прокладка

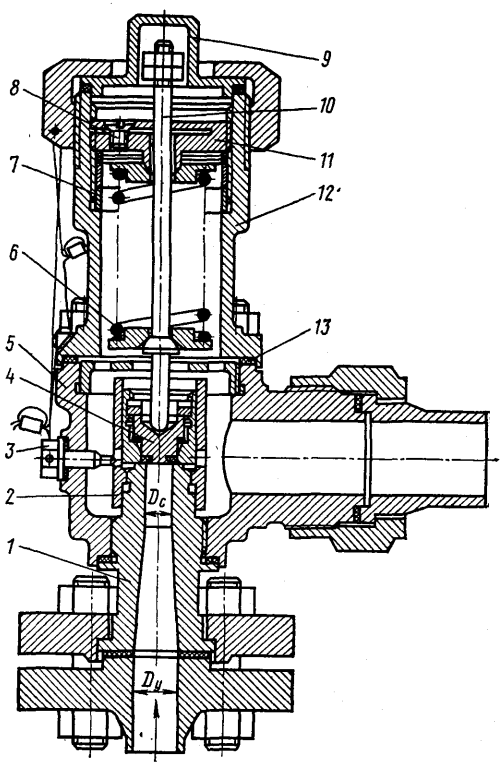


Таблица II-18. *Предохранительные клапаны (черт. УФ55023)*

Показатели	Диаметр входного патрубка D_y, мм				
	15	25	32	40	50
Диаметр проходного отверстия в седле D_c, мм	10	16	20	25	32
Рабочее давление p_p = $= p_{расч.\ сосуда}$ (диапазон настройки), МПа	0,9—4	0,9—4	0,9—4	0,9—4	0,9—4
Температура, °С					
рабочей среды	—20÷+100	—20÷+100	—20÷+100	—20÷+100	—20÷+100
окружающей среды	—40÷+65	—40÷+65	—40÷+65	—40÷+65	—40÷+65
Относительная влажность при температуре 35°С, %	До 98	До 98	До 98	До 98	До 98
Вакуумная плотность по отношению к внешней среде, МПа	—0,0994	—0,0994	—0,0994	—0,0994	—0,0994
Избыточное противодавление на выходе из клапана, МПа	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Давление					
полного открытия, не более	1,15 p_p	1,15 p_p	1,15 p_p	1,15 p_p	1,15 p_p
обратной посадки, не менее	0,8 p_p	0,8 p_p	0,8 p_p	0,8 p_p	0,8 p_p
Допустимая степень герметичности в затворе (в 10^{-6} м³/мин) при температуре окружающей среды, °С					
от — 20 до + 65	0	0	0	0	0
от — 40 до — 20	0,2	0,7	1,0	1,5	2,0
Коэффициент пропускной способности $K_{V_{max}}$	2,3	6,0	10,2	16	26
Коэффициент расхода α, не менее	0,6	0,6	0,65	0,65	0,65

Примечание. Рабочая среда — парообразный аммиак в смеси с холодильными маслами ХА-23 и ХА-30, парообразные фреоны R12, R22 с холодильными маслами ХФ12-16, ХФ22-24, ХФ22с-16, углеводороды (этан, этилен, пропилен, бутан).

Таблица II-19 *Степень герметичности предохранительных клапанов, см³/мин*

Диаметр условного прохода D_y	Уплотнение в затворе	
	резина-металл	металл-металл
15	0,2	—
25	0,7	—
32	1,0	—
40	1,5	10
50	2,0	10
65	—	—
80	—	$2 \cdot 10^3$
100	—	—

Выбору предохранительного клапана предшествует расчет диаметра необходимого проходного сечения D_c в седле клапана. Расчет осуществляют на основании следующих исходных данных: агрегатного состояния среды; удельного веса или плотности среды; температуры среды; показателя адиабаты (для парообразных сред); давлений (избыточных) на входе в клапан (p_1) и на выходе из него (p_2); расчетного расхода рабочей среды. Давление p_1 на входе в клапан должно быть равно расчетному давлению сосуда или аппарата. Давление p_2 на выходе из клапана при сбросе рабочей среды непосредственно в атмосферу принимают равным нулю, а при сбросе в трубопровод — равным падению давления в этом трубопроводе при расчетном расходе рабочей среды. Если к трубопроводу присоединено несколько предохранительных клапанов, то падение давления определяют при суммарном расчетном расходе рабочей среды через все клапаны.

Площадь проходного сечения F_c (в мм²) в седле клапана определяют по формуле [8, 15]

$$F_c = G/(1{,}59\alpha B \sqrt{(p_1 - p_2)\gamma}),$$

где G — расчетный массовый расход рабочей среды, кг/ч; α — коэффициент расхода газа или жидкости; B — коэффициент, учитывающий сжимаемость среды; для жидкости $B = 1$, для газа значение B определяют по таблице [8] в зависимости от показателя адиабаты и коэффициента $\beta = p_2'/p_1'$; p_1 и p_2 — избыточные давления соответственно перед клапаном и за ним, кгс/см²; p_1' и p_2' — абсолютные давления соответственно перед клапаном и за ним, кгс/см²; γ — удельный вес среды, кгс/м³.

Диаметр проходного сечения (в мм) в седле клапана

$$D_c = \sqrt{F_c/0{,}785}.$$

По найденному значению D_c, пользуясь каталогами (или техническими условиями), выбирают диаметр условного прохода и тип предохранительного клапана.

В том случае, если предохранительный клапан выпускается серийно и в каталоге (или в технических условиях) указан его максимальный коэффициент условной пропускной способности $K_{V\,max}$ [7], проводят проверочный расчет. Этот расчет заключается в определении пропускной способности клапана $G_{кл}$(т/ч), т. е. того количества холодильного агента, которое может сбросить клапан при полном своем открытии:

$$G_{кл} = K_{V\,max} B \sqrt{(p_1 - p_2)\gamma},$$

где γ — удельный вес среды, гс/см³; p_1 и p_2 — избыточные давления соответственно до клапана и за ним, кгс/см².

Клапан обеспечивает сброс заданного расчетного расхода G(т/ч) холодильного агента, если удовлетворяется условие: $G_{кл} \geqslant G$, или

$$K_{V\,max} \geqslant G/(B\sqrt{(p_1 - p_2)\gamma}).$$

При выборе предохранительного клапана необходимо учитывать диапазон рабочих давлений, на которые можно настроить клапан, при этом расчетное давление сосуда (аппарата) или трубопровода должно находиться внутри диапазона настроек предохранительного клапана. Настраивают клапан, чтобы при расчетном давлении сосуда (аппарата) или трубопровода клапан был герметичным. Конструкция клапана обеспечивает полное открытие в случае превышения расчетного давления в сосуде (аппарате) или трубопроводе не более чем на 15% в диапазоне давлений от 0,3 до 6,0 МПа и на 0,05 МПа при давлении ниже 0,3 МПа.

Обратные клапаны. В холодильных машинах и установках обратные клапаны применя-

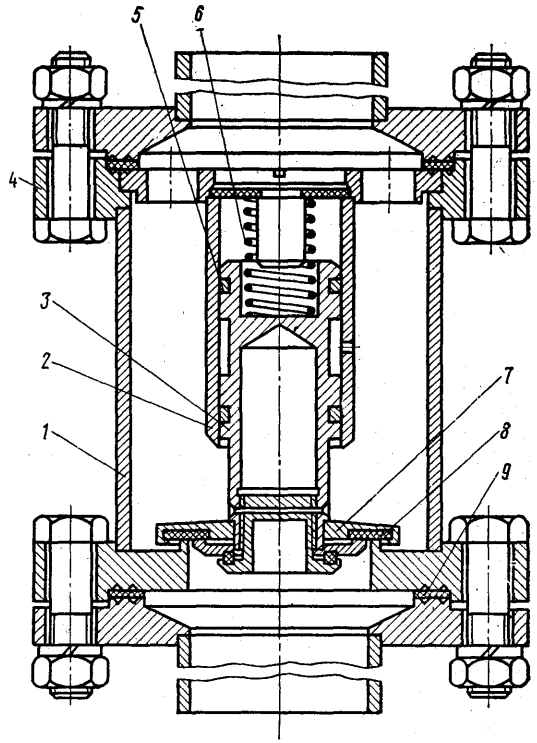
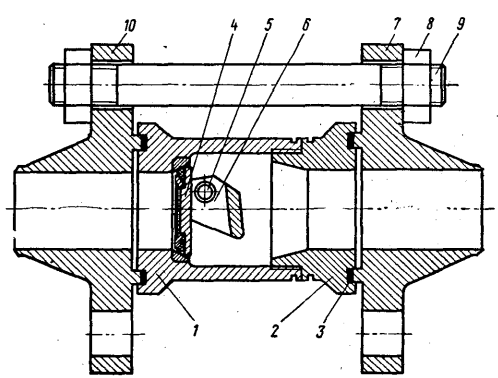


Рис. II—29. Обратный подъемный клапан ОКДП:

1 — корпус; *2* — цилиндр; *3* — поршень; *4* — верхний фланец; *5* — поршневое кольцо; *6* — пружина; *7* — тарелка; *8* — фторопластовое кольцо; *9* — фторопластовая прокладка

Рис. II—30. Обратный поворотный клапан ГЛ4410:

1 — левый корпус; *2* — правый корпус; *3* — фторопластовая прокладка; *4* — захлопка; *5* — ось; *6* — ушко; *7* — правый фланец; *8* — гайка; *9* — шпилька; *10* — левый фланец



ют для защиты оборудования от аварийного изменения направления потока рабочей среды.

Различают подъемные и поворотные обратные клапаны. В подъемном клапане при прохождении среды тарелка поднимается над седлом, открывая проход (рис. II—29), в поворотном клапане, при прохождении среды захлопка поворачивается вокруг оси *5*, закрепленной в корпусе клапана, открывая проход (рис. II—30). Гидравлическое сопротивление поворотных клапанов меньше, чем подъемных.

Подъемный клапан типа ОКДП (см. рис. II—29) представляет собой конструкцию, в которой для гашения колебаний тарелки *7* под действием пульсаций давления применен демпфер, состоящий из цилиндра *2* и поршня *3*. Плотно посаженный поршень оказывает сопротивление входу газа в рабочую полость цилиндра и его выходу. Демпфер создает тормозящее усилие в направлении, обратном движению поршня. Величина усилия приблизительно пропорциональна скорости поршня. В основании цилиндра *2* предусмотрены отверстия для прохода пара. При отсутствии разности давлений тарелка *7* с фторопластовым кольцом *8* под действием пружины *6* перекрывает седло. Если давление под тарелкой превышает давление над тарелкой, то, сжав пружину, тарелка поднимается, открывая проход рабочей среде.

К недостаткам этих клапанов относятся возможность заклинивания поршня *3* в цилиндре *2* из-за загрязнения рабочей среды, а также необходимость монтажа только на вертикальном трубопроводе. Перечисленных недостатков не имеет поворотный клапан ГЛ44110, изображенный на рис. II—30, в котором захлопка *4* свободно поворачивается вокруг оси *5*. Поворотные клапаны более надежны в работе, обладают более высокой степенью герметичности в затворе в диапазоне давлений от 0,6 до 2,5 МПа благодаря применению специальной наплавки в седле корпуса и мягкого уплотнения в захлопке. Эти клапаны можно монтировать как на вертикальном, так и на горизонтальном трубопроводе.

Основные технические характеристики обратных клапанов приведены в табл. II—20.

Клапаны типа ОКДП устанавливают только на вертикальном трубопроводе тарелкой вниз, клапан ГЛ44110 размещают на вертикальном трубопроводе входным патрубком вниз, а на горизонтальном — так, чтобы ось захлопки была выше оси трубопровода и лежала в горизонтальной плоскости.

Таблица II-20 *Обратные клапаны ОКДП и ГЛ44110*

Показатели	ОКДП	ГЛ44110
Диаметр условного прохода D_y, мм	50; 70; 100; 150; 200	20; 40; 65; 80; 100; 150
Рабочее давление, МПа	2,0	2,5
Температура рабочей среды, °С	До 250	—40÷+150
Коэффициент гидравлического сопротивления	—	2,5

Примечание. Клапаны ОКДП предназначены для работы на фреонах R12 и R22 и аммиаке, а клапаны ГЛ44110 — для работы на фреонах R12, R22 и R502 с холодильными маслами ХФ12-16, ХС-40, ХФ22-24, ХФ22с-16, ХМ-35, ХА-30, ПМТС-5 и ХМ-50.

Контрольная арматура

Контрольная арматура предназначена для проверки наличия рабочей среды и определения ее уровня в аппаратах (сосудах) и трубопроводах холодильных машин и установок. К контрольной арматуре относят рамки указателя уровня и краны (спускные и пробноспускные). Из-за ограниченного применения в холодильной технике краны в данном справочнике не рассматриваются.

Указатели уровня. В холодильной технике используют указатели уровня вертикального типа, смотровые стекла (глазки) и визуальный указатель уровня.

Указатель уровня вентильного типа П382003, изображенный на рис. II—31, рассчитан на условное давление 4 МПа и температуру от —40 до +200°С и состоит из набора рамок *3* (до 10 шт. высотой до 3,2 м), верхнего *5* и нижнего *2* запорных вентилей, спускного вентиля *1* и затвора *4*, который в случае разрушения рамки под действием потока рабочей среды перекрывает проходное сечение вентилей *2* и *5*, предотвращая поток рабочей среды из сосуда (аппарата).

Смотровое стекло (глазок) представляет собой металлический цилиндр, в который с двух сторон вставлены стекла. Для наблюдения за уровнем жидкого аммиака в сосудах при температуре от —50 до +50°С и рабочем давлении от 0,1 до 1,8 МПа используют визуальный указатель уровня ВУУ-2.

Рамка указателя уровня. Рамка указателя уровня (т/ф 12кч11бк), изображенная на рис. II—32, рассчитана на условное давление 2,5 МПа и температуру от —30 до +250°С. По конструкции рамка указателя уровня представляет собой водомерное стекло, установленное в металлическом корпусе и закрепленное с помощью крышки. Благодаря тому, что

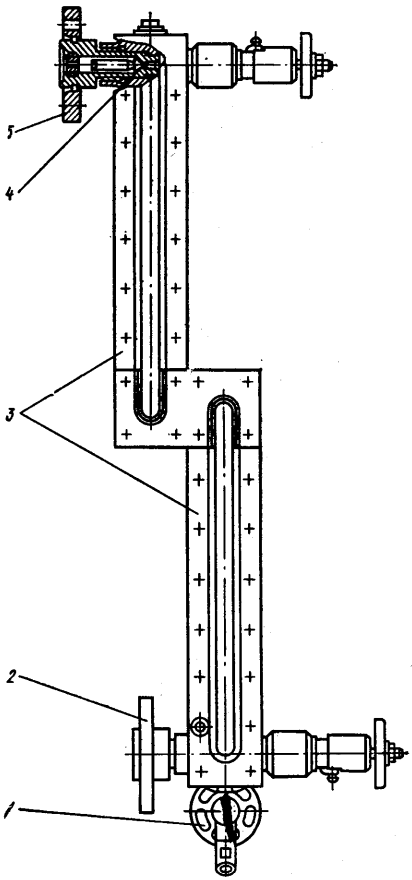


Рис. II—31. Указатель уровня вентильного типа (черт. П382003 D_y20):

1 — спускной вентиль; *2* — нижний запорный вентиль; *3* — рамка; *4* — затвор; *5* — верхний запорный вентиль

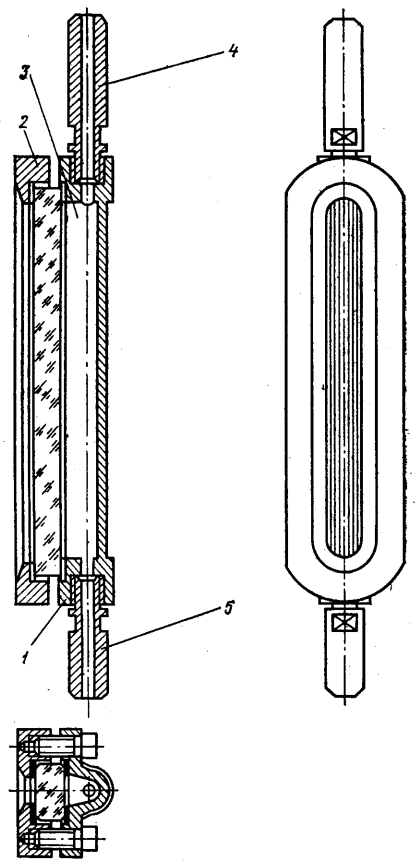


Рис. II—32. Рамка указателя уровня (т/ф 12кч11бк):

1 — корпус; *2* — крышка; *3* — стекло; *4* — верхний патрубок; *5* — нижний патрубок

стекло рифленое, жидкость при рассмотрении через это стекло приобретает темный оттенок, и ее уровень становится хорошо виден

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Автоматическая* система возврата масла в компрессор./[Р. Б. Иванова, Н. Г. Креймер, А. В. Пономаренко и др.]. — Холодильная техника, 1978, № 7, с. 28—29.

2. *Вагабов И. И., Олейник В. В., Ковнерцев Е. З.* Промышленные испытания гидроциклона для разделения масла и жидкого аммиака. — Холодильная техника, 1976, № 10, с. 41—42.

3. *Гуревич Д. Ф.* Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. — М.: Машиностроение, 1964. — 832 с.

4. *Ионов А. Г., Мекеницкий С. Я., Боголюбский О. К.* Насосно-циркуляционные системы морозильных установок. — М.: Пищевая промышленность, 1967. — 183 с.

5. *Исследование* работы вертикального сепаратора с горизонтальной насадкой из вязаной сетки./[Ю. А. Кашицкий, В. А. Толстов, А. П. Елеференко и др.]. — Газовая промышленность, 1973, № 2, с. 6—10.

6. *Каппель А. С., Тыщенко Н. С., Марусейцев Ю. Д.* Эффективность способов очистки от воздуха систем, работающих на хладонах.— Холодильная техника, 1978, № 12, с. 14—17.

7. *Клапаны* предохранительные. Основные параметры. — М.: Госстандарт СССР, 1967. — 3 с.

8. *Клапаны* предохранительные. Выбор и применение. Стандарт предприятия СТП 05

55-3—72. — М.: ВНИИхолодмаш. — 10 с.

9. *Кобулашвили Ш. Н., Ротенберг А. Г.* Автоматический воздухоотделитель АВ-4.— Холодильная техника, 1971, № 2, с. 7—10.

10. *Креймер Н. Г., Медникова Н. М., Пытченко В. П.* Исследование маслоотделителей для аммиачных холодильных установок. — В кн.: Совершенствование оборудования холодильных установок. М.: ВНИХИ, 1975, с. 66—79.

11. *Крузе А. С.* Влияние характеристик регенеративного теплообменника на работу холодильной машины и методика его расчета.— Холодильная техника, 1973, № 8, с. 43—46.

12. *Курылев Е. С., Герасимов Н. А.* Холодильные установки. — Л.: Машиностроение, 1980. — 622 с.

13. *Лорентцен Г.* Определение размеров отделителей жидкости. — Холодильная техника, 1967, № 1, с. 47—50.

14. *Нормативы* техники безопасности и промышленной санитарии на холодильное оборудование для химических и нефтехимических производств. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1970. — 23 с.

15. *Правила* устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок. — М.: ВНИКТИхолодпром, 1981. — 157 с.

16. *Промышленная* трубопроводная арматура. Каталог: ч. I. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1981. — 146 с.: ч. II. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1977. — 118 с.; ч. III. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1978. — 135 с.

17. *Сенягин Ю. Я., Соломаха Ю. К.* Монтаж промывных маслоотделителей. — Холодильная техника, 1974, № 7, с. 46—47.

18. *Середич С. М., Патрикеев А. М.* Применение цеолитовых фильтров -осушителей на Краснодарском ремонтно-монтажном комбинате. — Холодильная техника, 1966, № 1, с. 41.

19. *Современные* конструкции трубопроводной арматуры./[Ю. М. Котелевский, Л. И. Экслер, И. Г. Фукс и др.]; под ред. Ю. М. Котелевского — М.: Недра, 1970. — 326 с.

20. *Тарасьев Ю. И., Симкин Ю. Д.* Выбор типа предохранительного клапана в зависимости от схемы защищаемой установки. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1969, № 3, с. 20—23.

21. *Турецкий В. Л., Гольдштейн И. М.* Ручные вентили для фреона. — Холодильная техника, 1972, № 5, с. 6—7.

22. *Турецкий В. Л., Гольдштейн И. М.* Трехходовые вентили для холодильных агентов. — Холодильная техника, 1972, № 8, с. 3.

23. *Якобсон В. Б.* Термодинамические циклы холодильной машины с герметичным компрессором. — Холодильная техника. 1969, № 5, с. 29—33.

ГЛАВА III
ПРИБОРЫ И СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Приборы и средства автоматизации — это устройства, входящие в состав автоматических систем управления, регулирования, сигнализации и защиты и предназначенные для приема информации от объектов автоматизации и выработки на основе этой информации соответствующих сигналов и воздействий.

Приборами обычно называют автоматические регуляторы, сигнализаторы и средства измерений, а также их элементы, изготовляемые как законченные изделия; средствами автоматизации — различные исполнительные устройства, вспомогательные элементы, а также узлы автоматических устройств.

Основные функциональные элементы приборов и средств автоматизации показаны на схеме регулятора непрямого действия (рис. III—1,*а*). Такими элементами являются: чувствительный элемент *ЧЭ*, воспринимающий регулируемую величину y и преобразующий ее в сигнал $y_п$; задатчик *Зд*, предназначенный для установки задания y_0 и преобразования его в сигнал $y_з$; элемент сравнения *ЭС*, определяющий путем вычитания величину отклонения $\delta = y_з - y_0$; усилительно-управляющее устройство *УУ*, осуществляющее функциональное преобразование величины δ, ее усиление за счет энергии E и формирование управляющего сигнала Δ; исполнительный механизм *ИМ*, преобразующий сигнал Δ в механическое перемещение Δ_x; регулирующий орган *РО*, приводимый в действие исполнительным механизмом и формирующий выходное воздействие регулятора x. Для улучшения характеристик регулятора принимают дополнительные меры, в частности организуют внутренние обратные связи, например по положению исполнительного механизма *ИМ*.

Конструктивно перечисленные элементы, как правило, объединяют в несколько изделий. В рассматриваемом примере это — автоматический прибор *АП*, исполнительное устройство *ИУ* и чувствительный элемент *ЧЭ*. Последний часто входит в состав автоматического прибора, в то время как исполнительный механизм и регулирующий орган обычно выполняются как отдельные изделия. Автоматический прибор с чувствительным элементом может выполнять функции не только регулирования, но и сигнализации, и защиты. В этих случаях сигнал подается не на исполнительный механизм, а на соответствующие сигнальные и защитные устройства.

В холодильной технике применяют и регуляторы прямого действия, выпускаемые в виде единого изделия, которое содержит все необходимые элементы, включая чувствительный элемент и регулирующий орган (рис. III —1,*б*). Регулятор этого типа характеризуется тем, что в нем отсутствуют усилительно-управляющее устройство *УУ* и исполнительный механизм *ИМ*, а перестановки регулирующего органа осуществляются за счет энергии, отбираемой непосредственно от чувствительного элемента.

Ниже рассмотрены основные понятия, лежащие в основе общепринятой классификации регуляторов, а также характеристики, определяющие их технические свойства.

Воспринимаемая (регулируемая) величина y — это физическая величина, в зависимости от изменения которой формируются управляющий сигнал Δ и выходное воздействие x (см. рис. III—1,*а*). В холодильной технике воспринимаемыми величинами могут быть температура, давление, уровень, расход, количество, состав и др. В соответствии с этим автоматические регуляторы получают наименования, например регулятор температуры, регулятор давления и т. д.

Задающее воздействие $y_з$ — это сигнал, представляющий собой некоторую функцию времени. В зависимости от свойств этой функции различают регуляторы:

стабилизирующие, в которых $y_з = \text{const}$;

программные, в которых $y_з = f_п(\tau)$, где $f_п(\tau)$ — заранее известная функция времени;

следящие, в которых $y_з = f_с(\tau)$, где $f_с(\tau)$ — неизвестная функция времени.

В холодильной технике применяют в основном стабилизирующие регуляторы.

Управляющий сигнал Δ представляет собой усиленное значение отклонения δ и предназначен для управления работой исполнительного устройства.

Регулирующее воздействие x является выходной величиной регулятора и предназначается для управления работой объекта регулирования. Обе эти величины мо-

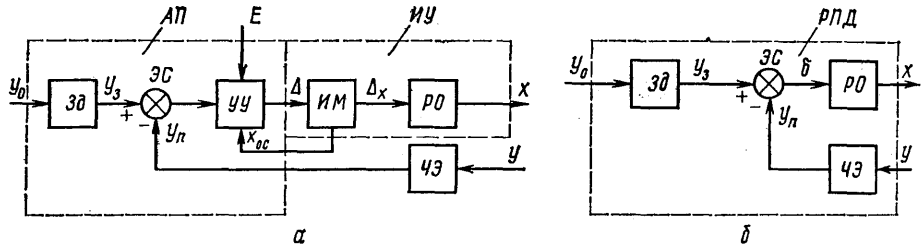


Рис. III—1. Функциональная схема автоматических регуляторов непрямого (*а*) и прямого (*б*) действия

гут быть плавными, т. е. принимать любое значение между минимальным и максимальным, и ступенчатыми, т. е. принимать лишь фиксированные значения. В соответствии с этим различают регуляторы и автоматические приборы с аналоговым выходом (с плавной характеристикой) и с дискретным (со ступенчатой характеристикой). Последние часто называют автоматическими приборами с релейными характеристиками, или просто реле.

Энергия привода регулирующего органа — это энергия, необходимая для его перестановки и изменения регулирующего воздействия x.

В регуляторах прямого действия регулирующий орган соединен непосредственно с чувствительным элементом и для перестановки регулирующего органа используется энергия, отбираемая от чувствительного элемента.

В регуляторах непрямого действия для перестановки регулирующего органа используется вспомогательная энергия, подводимая извне, для управления потоком этой энергии применяют усилитель. В зависимости от вида вспомогательной энергии различают регуляторы электрические, пневматические, гидравлические и комбинированные.

В холодильной технике широко распространены автоматические регуляторы непрямого действия, в которых вспомогательную энергию отбирают от рабочей среды. Такие регуляторы получили название пилотных.

Закон управления, или регулирования, — это зависимость регулирующего воздействия x от отклонения регулируемой величины.

Различают два основных закона регулирования:

пропорциональный, или статический, когда $x = k_п δ$, и интегральный, или астатический, при котором

$$x = k_и \int δ d\tau,$$

где $k_п$ и $k_и$ — коэффициенты пропорциональности.

В соответствии с этим различают регуляторы: пропорциональные (П-регуляторы) и интегральные (И-регуляторы). Существуют также комбинированные регуляторы, например ПИ-регулятор (пропорционально-интегральный).

Характеристики регуляторов делятся на статические и динамические.

Статическими называют характеристики, полученные для установившихся состояний, когда $dx/d\tau = 0$. Для идеальных пропорциональных регуляторов статическая характеристика записывается в виде: $x = k_п δ$ или $x = k_п(y_0 - y)$. Коэффициент $k_п$, называемый коэффициентом усиления, характеризует наклон характеристики (рис. III—2,*а*), или чувствительность, регулятора.

Реальные регуляторы имеют несимметричные, нелинейные и неоднозначные статические характеристики (рис. III—2,*б*). Поэтому понятие «пропорциональный» для такого регулятора является условным. Характеристики либо линеаризуются, либо представляются рядом параметров. Главными из параметров являются:

x_m — максимальное значение регулирующего воздействия;

$y_н$ — значение регулируемой величины, при котором начинается изменение величины x; это значение характеризует настройку регулятора;

$y_п$ — значение величины y, при котором x достигает своего максимального значения;

$σ = y_п - y_н$ — неравномерность регулятора (иногда условно — зона пропорциональности); из графика (см. рис. III—2,*б*) видно, что экспериментально определять $y_п$ не всегда удобно из-за плавного хода кривой;

$x_{ном}$ — значение регулирующего воздействия, условно принимаемого за номинальное;

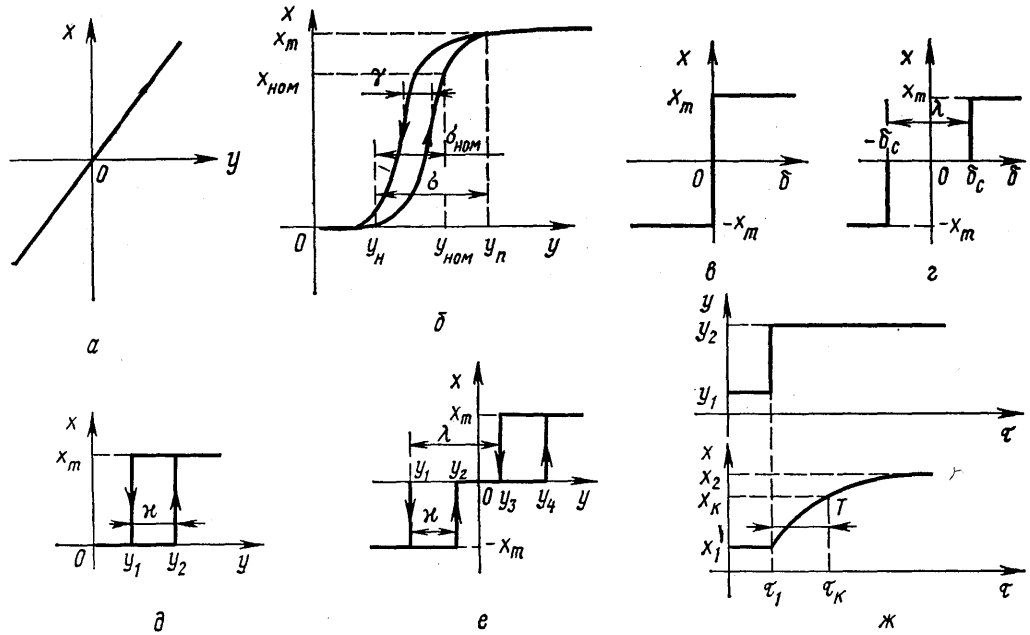


Рис. III—2. Характеристики средств автоматизации:

а и *б* — идеализированная и реальная статические характеристики пропорциональных регуляторов; *в* и *г* — идеализированные двух- и трехпозиционные релейные характеристики; *д* и *е* — реальные двух- и трехпозиционные релейные характеристики; *ж* — разгонная характеристика

обычно выбирается на достаточно крутом участке характеристики) — на высоте (0,7 ÷ ÷ 0,9) x_m;

$\sigma_{ном} = y_{ном} - y_н$ — номинальная неравномерность;

γ — ширина зоны нечувствительности (ширина петли гистерезиса, гистерезис), показывающая неоднозначность характеристики; в общем случае γ неодинакова при разных значениях x; поэтому указывают либо максимальную величину γ, либо величину, соответствующую некоторому значению x.

Из уравнения для интегрального регулятора видно, что он не имеет статической характеристики, так как $dx/d\tau = 0$ только при $\delta = 0$, т. е. характеристика превращается в точку.

Характеристика, подобная рассмотренной, может быть представлена для интегрального регулятора в виде $\dot{x} = k_и\delta$, где $\dot{x} = dx/d\tau$ — скорость изменения x.

Особый класс характеристик имеют релейные элементы, которые бывают двух-, трех- и многопозиционными. Идеализированные характеристики релейных элементов показаны на рис. III—2,*в*,*г*. Двухпозиционный элемент (см. рис. III—2, *в*) характеризуется значениями x_m и $-x_m$, которые принимает воздействие x при переходе через нуль. Трехпозиционный элемент (см. рис. III—2,*г*) дополнительно характеризуется зоной нечувствительности λ между значениями $-\delta_c$ и δ_c, в которой $x = 0$. Аналогично число устойчивых состояний можно сделать и больше трех.

Реальные релейные элементы (рис. III—2, *д*, *е*) кроме указанных параметров имеют зону возврата (дифференциал, гистерезис) $\varkappa$, которая равна разности между значениями y, соответствующими прямому и обратному срабатыванию ($\varkappa = y_2 - y_1$).

Динамическими называют характеристики, которые определяют поведение регуляторов в неустановившихся режимах. Они могут задаваться различными способами, например с помощью параметра «постоянная времени». Графики (рис. III—2,*ж*) иллюстрируют способ определения этой величины. Если в момент τ величину y скачкообразно изменить от y_1 до y_2, то по истечении достаточно большого времени величина x изменится от x_1 до x_2. За постоянную времени τ принимают интервал от τ_1 до $\tau_к$, в течение которого величина x проходит 63% начального перепада, т. е. $x_к - x_1 = 0,63\,(x_2 - x_1)$.

График $x = f(\tau)$ (см. рис. III—2,*ж*) называют разгонной характеристикой.

ПРИБОРЫ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ И СИГНАЛИЗАЦИИ ДАВЛЕНИЙ И РАЗНОСТИ ДАВЛЕНИЙ

Регуляторы с плавными характеристиками

Приборы этого типа применяют для поддержания давлений кипения, всасывания и конденсации. Регуляторы давления с плавными характеристиками условно подразделяют на две группы.

Регуляторы первой группы, или дроссельные, характеризуются тем, что поддерживают давление холодильного агента путем изменения его расхода. В регуляторах этой группы через клапан проходит холодильный агент (жидкий или парообразный).

Регуляторы второй группы поддерживают давление холодильного агента путем изменения расхода посторонней охлаждающей среды (воды или воздуха), например регуляторы для водяных конденсаторов (водорегуляторы) и для воздушных (воздухорегуляторы).

По своей конструкции регуляторы обеих групп могут быть прямого и непрямого действия.

Ниже рассмотрены основные схемы регулирования давления.

Регулятор давления кипения устанавливают на линии отсоса пара из испарителя (рис. III—3,*а*) либо на линии перепуска пара со стороны высокого давления на сторону низкого давления (рис. III—3,*б*). В первом случае используют регулятор, поддерживающий давление на своем входе (регулятор давления «до себя»). Во втором случае используют регулятор выходного давления (регулятор давления «после себя»). В этих случаях регуляторы давления играют роль устройств, автоматически изменяющих производительность компрессора. На рис. III—3,*в* показан регулятор давления кипения p_{o_1} в одном из нескольких испарителей, присоединенных к одному компрессору. Этот регулятор позволяет присоединять к одному компрессору испарители с разными давлениями кипения.

Регулирование давления кипения реализуется с помощью регуляторов первой группы.

Регулятор давления всасывания применяют для разгрузки компрессора при пуске и для ограничения его производительности при повышении тепловой на-

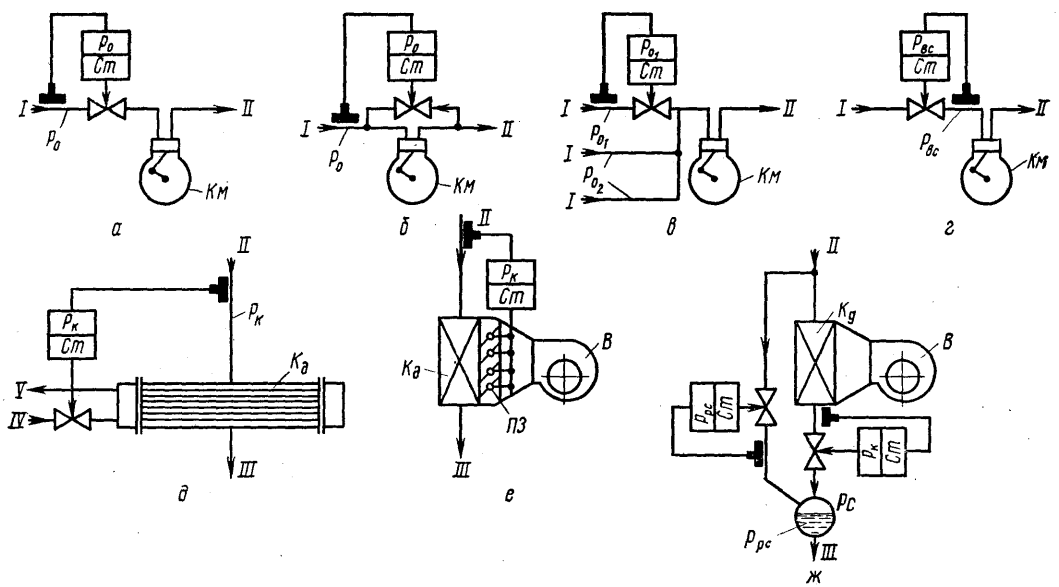


Рис. III—3. Схемы регулирования давлений:

а — давления кипения в испарителе дросселированием всасываемого пара; *б* — давления кипения в испарителе перепуском сжатого пара; *в* — давления кипения в одном из испарителей, присоединенных к компрессору; *г* — давления всасывания перед компрессором дросселированием пара; *д* — давления конденсации изменением расхода охлаждающей воды; *е* — давления конденсации изменением расхода охлаждаемого воздуха; *ж* — давления конденсации подтоплением части теплопередающей поверхности; трубопроводы: *I* — всасывающий; *II* — нагнетательный; *III* — для слива жидкости

грузки. В этих целях используют регуляторы давления «после себя» (рис. III—3,*г*). Это также регуляторы первой группы.

Регуляторы давления конденсации применяют для стабилизации работы конденсаторов при изменении условий работы. Известно несколько способов поддержания давления конденсации. При водяном охлаждении давление конденсации поддерживают с помощью регулятора, клапан которого управляет расходом охлаждающей воды (рис. III—3,*д*). Такие регуляторы получили наименование водорегуляторов.

При воздушном охлаждении конденсатора давление поддерживают с помощью регулятора, поворачивающего воздушные заслонки (рис. III—3,*е*) и изменяющего расход воздуха (воздухорегулятор), или с помощью регуляторов давления «до себя» и «после себя», задерживающих слив жидкого холодильного агента (рис. III—3,*ж*) и подтапливающих часть теплопередающей поверхности (регулятор-подтопитель). Для этого регулятор давления «до себя» настраивается на заданную величину давления конденсации, а регулятор давления «после себя» — на давление в ресивере, несколько более низкое. При понижении температуры воздуха регулятор «до себя» прикрывается, уменьшая слив жидкости, а регулятор «после себя» открывается, предотвращая нежелательное снижение давления в ресивере.

В схемах (см. рис. III—3,*д* и *е*) применены регуляторы второй группы, в схеме (см. рис. III—3, *ж* и *з*) — регуляторы первой группы.

Дроссельные регуляторы. Две основные конструктивные схемы регуляторов давления прямого действия (дроссельных регуляторов) первой группы представлены на рис. III—4. С помощью патрубков *А* и *Б* регуляторы присоединяются к участку регулирования.

Уравнение перемещения клапана, составленное по балансу сил, действующих на клапан, имеет вид

$$\lambda = C_1 p_A + C_2 p_Б - C_3. \qquad \text{(III—1)}$$

Здесь

$$C_1 = (F_у - F_{кл})/k; \quad C_2 = F_{кл}/k;$$

$$C_3 = (P_н + p_а F_у)/k,$$

где λ — перемещение клапана от полностью закрытого состояния; p_A и $p_Б$ — давления в патрубках *А* и *Б*; $F_у$ и $F_{кл}$ — эффективные площади соответственно упругого элемента и клапана; k — суммарная жесткость пружины и упругого элемента; $P_н$ — суммарное начальное усилие пружины и упругого элемента; $p_а$ — атмосферное давление.

Из уравнения (III—1), справедливого для обеих схем, следует, что в принципе регуляторы реагируют на оба давления: p_A и $p_Б$; C_1 и C_2 — коэффициенты передачи этих давлений, C_3 — параметр настройки.

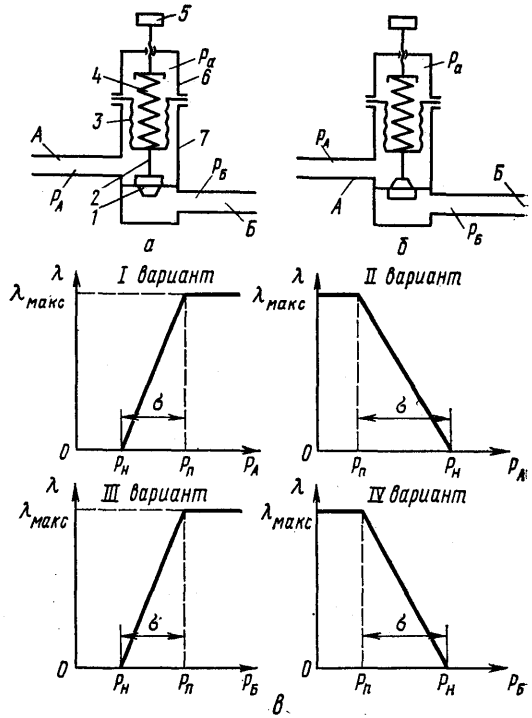


Рис. III—4. Схемы (*а* и *б*) и статические характеристики (*в*) дроссельных регуляторов прямого действия:

1 — клапан; *2* — шток; *3* — упругий элемент (сильфон); *4* — пружина; *5* — задатчик; *6* — крышка корпуса; *7* — корпус

В соответствии с этим регуляторы встречаются в нескольких вариантах (табл. III—1), различающихся направлением потока и элементами, на которые действует регулируемое давление.

Формула (III—1) показывает, что в I и II вариантах величина $C_1 p_A$ основная, а $C_2 p_Б$ — источник погрешности от изменения давления $p_Б$. В III и IV вариантах основной является величина $C_2 p_Б$, а источником погрешностей служит член $C_1 p_A$.

В связи с этим конструкции регуляторов I и II вариантов должны обеспечивать условие $C_1 p_A >> C_2 p_Б$, в то время как в регуляторах III и IV вариантов требуется обратное условие $C_1 p_A << C_2 p_Б$. Формула (III—I) в этом случае для I и II вариантов имеет вид

$$\lambda \approx C_1 p_A - C_3, \qquad \text{(III—2)}$$

Таблица III-1 *Конструктивные схемы регуляторов давления*

Вариант	Схема (см. рис. III—3)	Регулируемое давление	Элементы, воспринимающие регулируемое давление	Направление потока	Наименование регуляторов
I	*а*	$p_А$	Сильфон и клапан	*А—Б*	«До себя»
II	*б*	$p_А$	То же	*Б—А*	«После себя»
III	*б*	$p_Б$	Клапан	*Б—А*	«До себя»
IV	*а*	$p_Б$	»	*А—Б*	«После себя»

Таблица III-2 *Параметры регуляторов давления*

Вариант	Давление		Неравномерность (зона пропорциональности)
	начала открытия $p_н$	полного открытия $p_п$	
I, II	C_3/C_1	$(\lambda_{max}+C_3)/C_1$	λ_{max}/C_1
III, IV	C_3/C_2	$(\lambda_{max}+C_3)/C_2$	λ_{max}/C_2

для III и IV вариантов

$$\lambda \approx C_2 p_Б - C_3. \qquad (III.3)$$

Выражения (III—2) и (III—3) могут рассматриваться как статические характеристики регуляторов (рис. III—4,*в*). Из этих характеристик можно получить параметры регуляторов (табл. III—2).

Конструктивные исполнения регуляторов прямого действия зависят от варианта схемы.

Регулятор (рис. III—5,*а*) выполнен по варианту I: входное давление действует на сильфон и на двойной клапан, выходное — только на клапан. Использование двойного клапана и сильфона с большой эффективной площадью позволяет уменьшить влияние выходного давления.

В регуляторе (рис. III—5,*б*), относящемся также к варианту I, в качестве регулирующего органа применена поворотная заслонка, создающая небольшой момент от разности давлений. В результате использования заслонки давления до и после регулятора оказывают незначительное влияние на подвижную систему, что позволяет применить сильфон малого диаметра.

Регулятор (рис. III—5,*в*), который относится ко II варианту, имеет большой сильфон ($F_у/F_{кл} \approx 15$). При использовании такого сильфона уменьшается влияние разности давлений на клапан. Однако увеличиваются габаритные размеры регулятора.

Наиболее просто погрешности от действия выходного давления устраняются в регуляторе «до себя» (рис. III—5, *г*). В этом регуляторе (III вариант) входное давление действует на клапан, а выходное — на клапан и сильфон. Благодаря равенству площадей $F_{кл} = F_у$ действие выходного давления на подвижную систему устраняется.

Регулятор по IV варианту выполняют аналогично описанным. Отличие состоит в конструкции самого клапана, который закрывается при движении вверх.

Дроссельные регуляторы давления прямого действия применяют при сравнительно небольших диаметрах условного прохода ($D_у \leqslant \leqslant 20 \div 35$ мм). С дальнейшим ростом $D_у$ резко увеличиваются габаритные размеры регуляторов. В этих случаях применяют регуляторы непрямого действия.

В холодильной технике наибольшее распространение получили пилотные регуляторы, в которых для перестановки регулирующего органа используют разность давлений рабочей среды. Главные преимущества пилотных регуляторов — простота конструкции и герметичность по отношению к внешней среде, обусловленная отсутствием сальников.

Вариант схемы пилотного регулятора давления «до себя» показан на рис. III—6, *а*. Регулятор состоит из управляющего устройства, или пилота $П_{вх}$, и исполнительного устройства *ИУ*.

Пилот представляет собой небольшой регу-

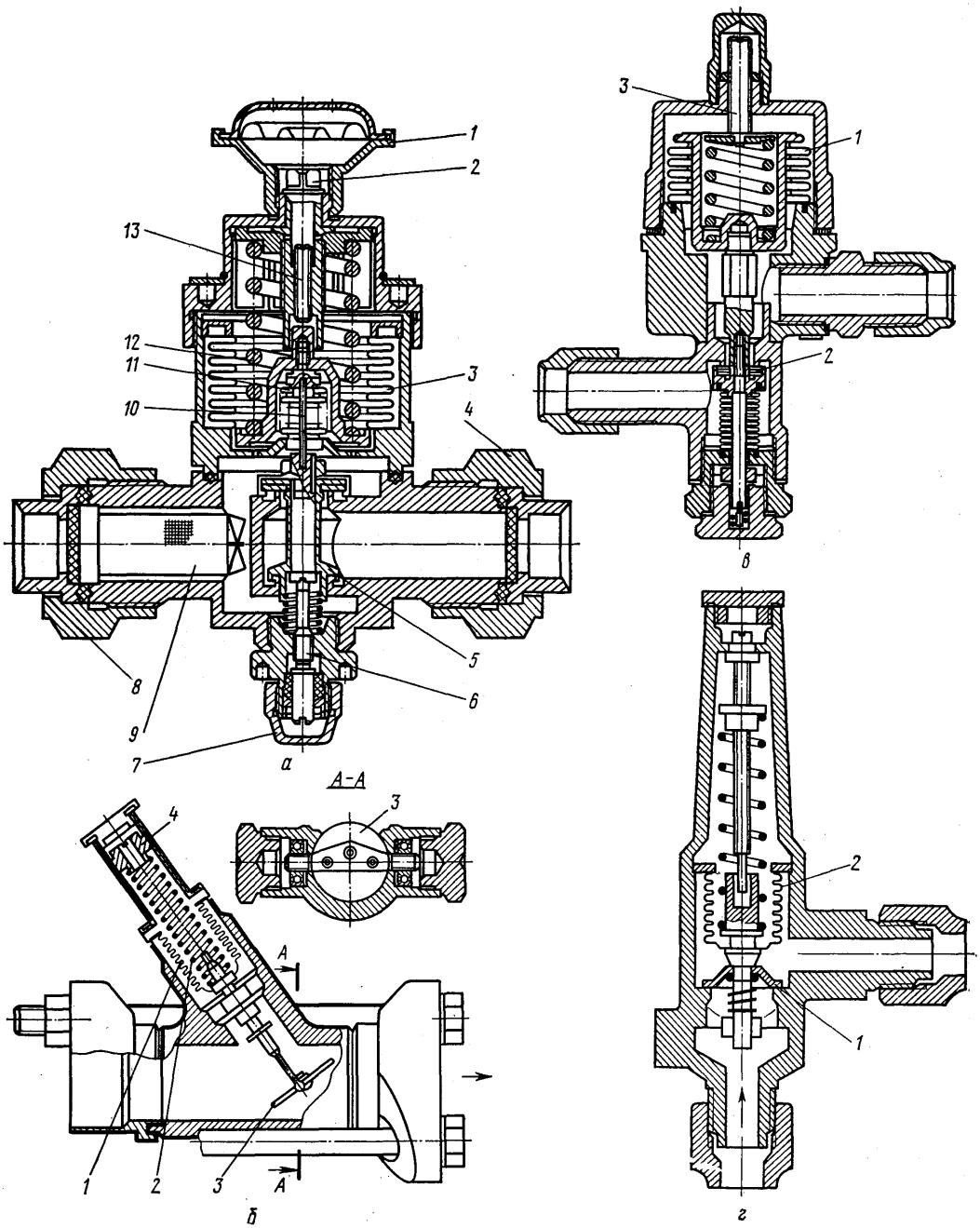


Рис. III—5. Дроссельные регуляторы давления прямого действия:

а — регулятор давления «до себя» АДДК-15; *1* — узел защитной мембраны; *2* — винт задатчика; *3* — сильфон; *4* — гайка; *5* — узел клапанов; *6* — ручной дублер; *7* — колпак; *8* — ниппель; *9* — фильтр; *10* — шток; *11* — разделительный сильфон; *12* — пружина задатчика; *13* — винт регулирования хода клапана; *б* — регулятор давления «до себя» фирмы «Контрол Компани» (США) с заслонкой: *1* — сильфон; *2* — пружина задатчика; *3* — заслонка; *4* — задатчик; *в* — регулятор давления «после себя» фирмы «Данфосс» (Дания): *1* — сильфон; *2* — клапан; *3* — винт задатчика; *г* — регулятор давления «до себя» фирмы «Данфосс» (Дания): *1* — клапан; *2* — сильфон

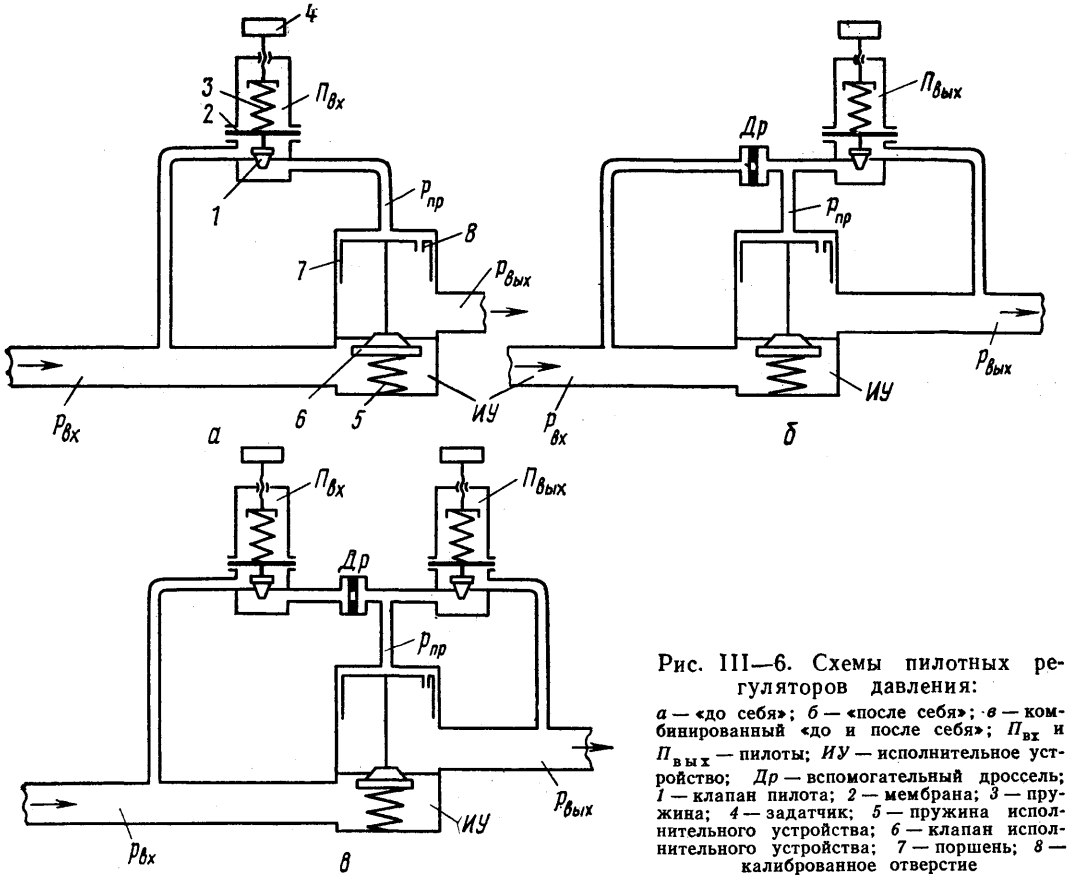


Рис. III—6. Схемы пилотных регуляторов давления:

а — «до себя»; *б* — «после себя»; *в* — комбинированный «до и после себя»; $П_{вх}$ и $П_{вых}$ — пилоты; *ИУ* — исполнительное устройство; *Др* — вспомогательный дроссель; *1* — клапан пилота; *2* — мембрана; *3* — пружина; *4* — задатчик; *5* — пружина исполнительного устройства; *6* — клапан исполнительного устройства; *7* — поршень; *8* — калиброванное отверстие

лятор прямого действия. Клапан *1* пилота приводится в действие мембраной *2*, на которую снизу воздействует регулируемое давление, а сверху — атмосферное давление и сила, развиваемая пружиной *3*. Задатчик *4* позволяет изменять натяжение пружины, а следовательно, и уставку регулятора.

Исполнительное устройство имеет основной клапан *6*, приводимый в действие поршнем *7*, и пружину *5*. В поршне предусмотрено калиброванное отверстие *8*, играющее роль дополнительного дросселя.

Клапан пилота и поршень исполнительного устройства с отверстием образуют усилитель, позволяющий управлять работой основного клапана. Коэффициент усиления этого усилителя тем выше, чем больше площадь поршня $F_{пш}$ и чем меньше сечение отверстия в поршне.

Уравнение перемещения основного клапана исполнительного устройства имеет вид

$$\lambda_0 = C_5 p_{вх} - C_6 p_{вых} - C_7. \qquad (III—4)$$

Здесь

$$C_5 = (C_4 F_{пш} - F_{кл.о})/k_0;$$

$$C_6 = (F_{пш} - F_{кл.о})/k_0;$$

$$C_7 = (P_{н.о} + k_{вх} C_3 F_{пш})/k_0; \quad C_4 = k_{вх} C_1,$$

где $F_{пш}$ и $F_{кл.о}$ — площади соответственно поршня и основного клапана; k_0 — жесткость пружины исполнительного устройства; $P_{н.о}$ — начальный натяг пружины исполнительного устройства; $k_{вх}$ — коэффициент преобразования давления на выходе пилота; $k_{вх} = \Delta p_{пр}/\Delta\lambda$. Здесь λ — ход клапана пилота.

Из приведенных выражений следует, что ход основного клапана исполнительного устройства λ_0 зависит от обоих давлений $p_{вх}$ и $p_{вых}$. Для повышения чувствительности регулятора к давлению $p_{вх}$ и уменьшения вредного влияния $p_{вых}$ стремятся увеличивать отношение C_5/C_6. Как сказано выше, это достигается, в частности, относительным уменьшением се-

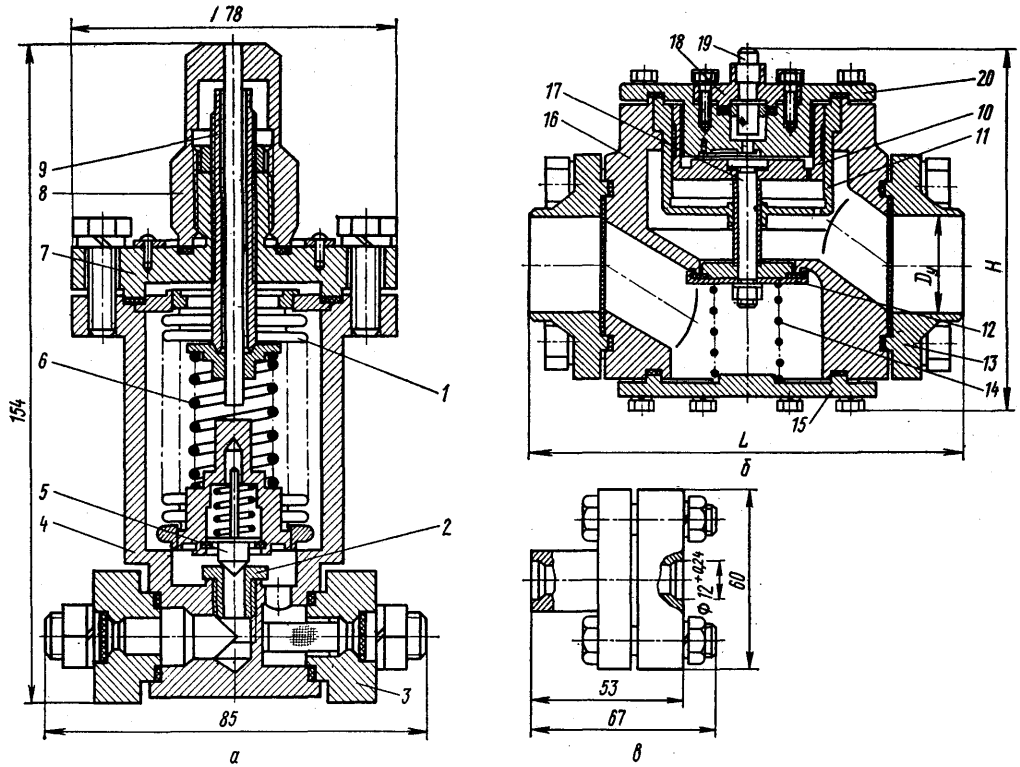


Рис. III—7. Регуляторы давления непрямого действия АДД-25 и АДД-50:

а — управляющее устройство (пилот) УАД; *б* — исполнительные устройства ИМ-25 и ИМ-50; *в* — вспомогательный дроссель *Др*; *1* — сильфон; *2* — седло клапана пилота; *3* — фланец; *4* — корпус; *5* — клапан пилота; *6* — пружина задатчика; *7* — крышка; *8* — колпак; *9* — винт задатчика; *10* — поршень; *11* — стакан; *12* — клапан исполнительного устройства; *13* — фланец; *14* — пружина; *15* — нижняя крышка; *16* — корпус; *17* — шток; *18* — фланец присоединения линии от пилота; *19* — колпак ручного дублера; *20* — верхняя крышка

Исполнительное устройство	D_y, мм	*L*, мм	*H*, мм	Ширина, мм
ИМ-25	25	165	160	100
ИМ-50	48	230	195	136

чения отверстия в поршне (увеличение коэффициента C_4).

Схема пилотного регулятора давления «после себя» показана на рис. III—6, *б*. Конструкция исполнительного устройства аналогична описанной. В качестве пилота использован регулятор давления прямого действия «после себя». Дополнительно применен вспомогательный дроссель *Др* постоянного сечения. При закрытом клапане пилота давление $p_{пр}$ принимает максимальное значение и поршень полностью открывает основной клапан. Если клапан пилота открывается, то давление $p_{пр}$ падает, приближаясь к $p_{вых}$. Поршень закрывает клапан.

Схема комбинированного регулятора «до и после себя» показана на рис. III—6, *в*. Пилот $П_{вх}$ настроен на более низкое давление, чем $П_{вых}$. Поэтому при высоких давлениях $p_{вх}$ и $p_{вых}$ клапаны обоих пилотов открыты и регулятор работает в режиме поддержания давления $p_{вых}$. По мере снижения $p_{вых}$ клапан пилота $П_{вых}$ закрывается, а регулятор поддерживает давление «до себя».

Конструктивно пилотные регуляторы выполняют с отдельными либо встроенными пилотами. В последнем случае пилот и исполнительное устройство изготовляют в виде единого устройства в одном корпусе.

Отдельные элементы пилотных регуляторов давления непрямого действия показаны на рис. III—7. Для реализации схемы регулирования давления «до себя» (см. рис. III—6, *а*) необходимы управляющее и исполнительное устройства (рис. III—7, *а* и *б*). Для схемы регулирования давления «после себя» (см. рис.

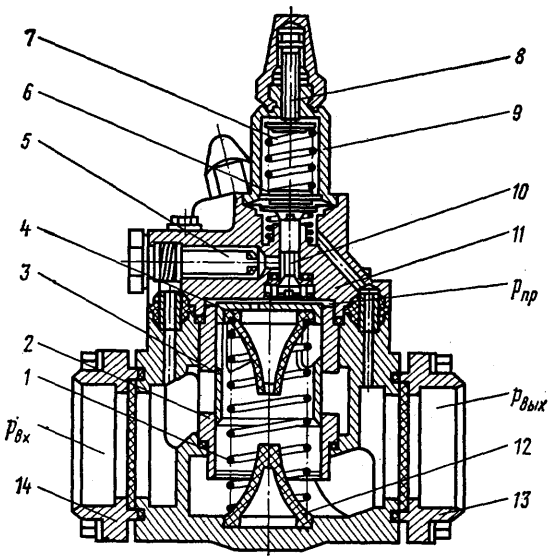


Рис. III—8. Регулятор давления «после себя» непрямого действия (со встроенным пилотом):

1 — пружина поршня; *2* — стакан; *3* — поршень; *4* — верхний конус; *5* — фильтр; *6* — мембрана пилота; *7* — пружина; *8* — винт задатчика; *9* — корпус пилота; *10* — клапан пилота; *11* — крышка; *12* — нижний конус; *13, 14* — фланцы

III—6, *б*) дополнительно требуется вспомогательный дроссель (рис. III—7, *в*). Реализация схемы регулирования «до и после себя» (см. рис. III—6, *в*) связана с необходимостью использования двух управляющих устройств, исполнительного и вспомогательного устройств. Конструкции пилотов для регуляторов «до себя» и «после себя» не различаются, изменяется лишь направление потока.

Регулятор давления «после себя» непрямого действия со встроенным пилотом показан на рис. III—8. Схема этого регулятора несколько отличается от изображенной на рис. III—6, *б*; чувствительный элемент пилота (мембрана) отделен от потока холодильного агента, благодаря чему не требуется вспомогательного дросселя.

Технические характеристики дроссельных регуляторов давления приведены в табл. III — 3.

Водорегуляторы. Различают водорегуляторы прямого действия и пилотные. Одна из наиболее распространенных схем водорегуляторов прямого действия представлена на рис. III—9,*а*. Сильфон *1* служит чувствительным элементом и воспринимает регулируемое давление конденсации $p_к$. Сильфон приводит в действие шток *3*, на котором закреплены клапан *6*, изменяющий расход охлаждающей воды, и резиновые мембраны *2* и *4*, отделяющие водяную полость регулятора от окружающей среды.

Для уменьшения влияния давлений $p_{вх}$ и $p_{вых}$ воды на настройку регулятора стремятся к равенству эффективных площадей мембран и клапана. При этом условии уравнение статической характеристики имеет вид

$$\lambda = C_8 p_к - C_9. \qquad \text{(III—5)}$$

Здесь

$$C_8 = F_у/k; \quad C_9 = (p_н + p_а F_у)/k,$$

Таблица III-3 *Дроссельные*

Тип	$D_у$	Схема	Состав изделия	Рабочая среда
АДДК-15	15	«До себя» — прямого действия	—	Фреоны
АДД-20	20	«До себя» — прямого действия	—	»
АДД-25	25	«До себя» — пилотный	УАД; ИМ-25	Фреоны, аммиак
		«После себя» — пилотный	УАД; ИМ-25; Др	
		«До и после себя» — пилотный	УАД (2 шт.); ИМ-25; Др	
АДД-50	50	«До себя» — пилотный	УАД; ИМ-50	То же
		«После себя» — пилотный	УАД; ИМ-50; Др	
		«До и после себя» — пилотный	УАД (2 шт.); ИМ-50; Др	
АДД-40М	40	«После себя» — пилотный (встроенный пилот)	—	Фреоны

Примечание: УАД — управляющее устройство (пилот), ИМ — исполнительное устройство

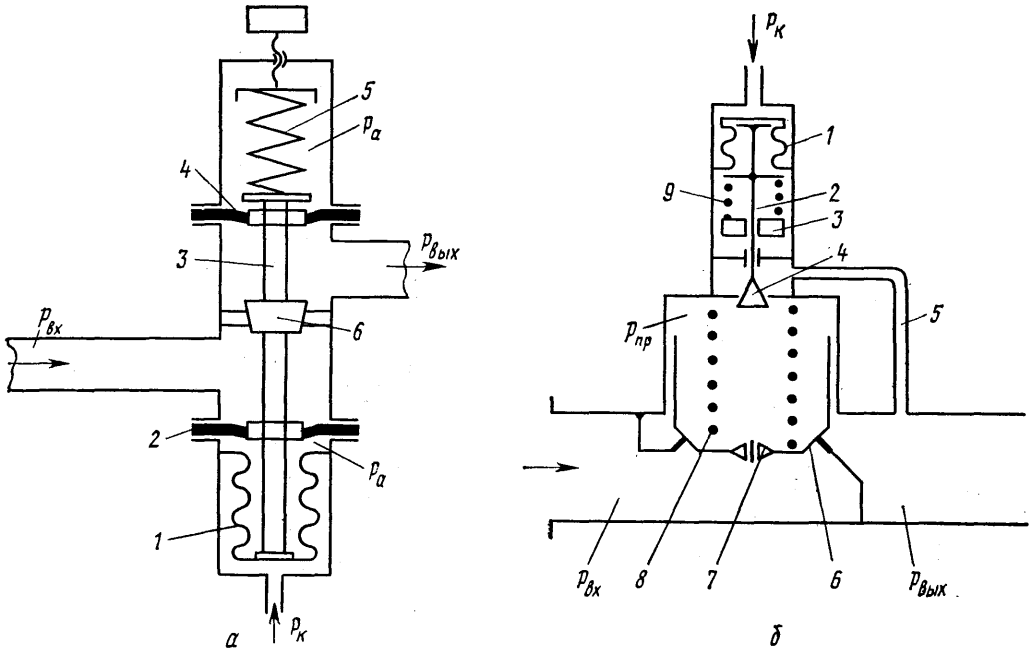


Рис. III—9. Схемы водорегуляторов:

а — прямого действия: *1* — сильфон; *2* и *4* — разделительные мембраны; *3* — шток; *5* — пружина; *6* — клапан; *б* — пилотного типа: *1* — сильфон; *2* — шток; *3* — гайка задатчика; *4* — клапан пилота; *5* — трубка сброса; *6* — основной клапан; *7* — калиброванное отверстие; *8* — пружина основного клапана; *9* — пружина задатчика

где $p_к$ — давление конденсации; C_8 — коэффициент усиления регулятора; C_9 — параметр настройки. Остальные обозначения те же, что и в уравнении (III—1).

В действительности удовлетворить условие равенства площадей мембран и клапана при всех положениях штока не удается, поэтому в реальных регуляторах уравнение (III—5) описывает работу лишь приближенно в ограниченном диапазоне хода клапана.

В практике пользуются экспериментальными статическими характеристиками в виде

регуляторы давления

Диапазон настроек, МПа (кгс/см²)	Неравномерность, МПа (кгс/см²)	Коэффициент гидравлического сопротивления	Пропускная способность по R12 (при Δp = =0,02 МПа), кг/ч	Максимальное рабочее давление, МПа (кгс/см²)	Масса, кг
0,05—0,35 (0,5—3,5)	0,03 (0,3)	—	100	1,2 (12)	2,8
0,09—0,33 (0,9)—3,3)	0,02 (0,2)	—	125	1,6 (16)	2,7
					9,3
0,02—0,5 (0,2—5)	0,03 (0,3)	Не более 11	—	2,1 (21)	9,6
					11,1
					19,8
0,02—0,5 (0,2—5)	0,03 (0,3)	» » 11	—	2,1 (21)	20,1
					21,9
0,035—0,2 (0,35—2,0)	0,02 (0,2)	—	500	1,6 (16)	5,0

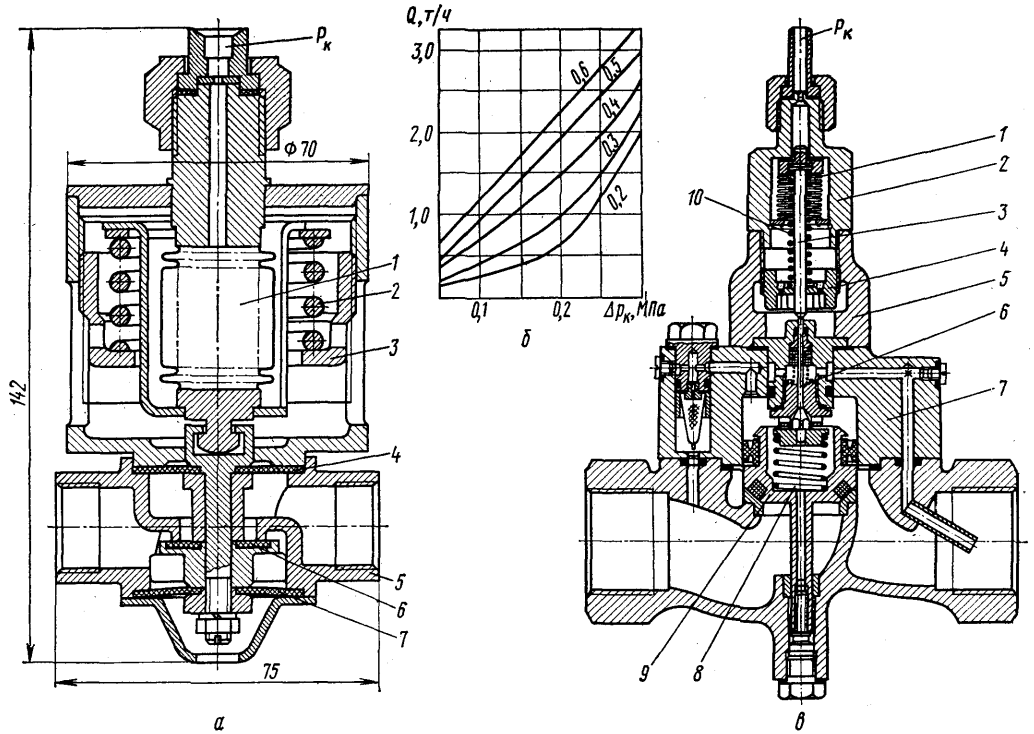


Рис. III—10. Водорегуляторы:

а — прямого действия СК62045: *1* — сильфон; *2* — пружина задатчика; *3* — задатчик; *4* — верхняя мембрана; *5* — корпус; *6* — клапан; *7* — нижняя мембрана; *б* — статическая характеристика водорегулятора СК62045; *в* — непрямого действия фирмы «Данфосс» (Дания): *1* — сильфон пилота; *2* — корпус пилота; *3* — шток; *4* — задатчик; *5* — крышка; *6* — клапан пилота; *7* — корпус; *8* — пружина; *9* — поршень-клапан; *10* — пружина задатчика

зависимости расхода воды $G_в$ от изменения давления конденсации $p_к$ при различных перепадах давления воды на клапане $\Delta p_{кл} = p_{вх} - p_{вых}$.

При выборе водорегулятора удобно пользоваться величиной условной пропускной способности $K_{V\ max}$ при полностью открытом клапане.

Расход воды через открытый клапан можно подсчитать по формуле

$$G_{V\ max} = K_{V\ max} \sqrt{\Delta p_{кл}}.$$

Водорегуляторы прямого действия изготовляют с диаметрами условных проходов до 40—50 мм.

Более крупные регуляторы выполняют в виде регуляторов пилотного типа (рис. III—9). Упругий чувствительный элемент — сильфон *1* — воспринимает давление $p_к$ и преобразует его изменения в перемещение штока *2*. Пружина *9* действует на сильфон снизу, и ее начальный натяг зависит от положения гайки *3* задатчика. Движение штока *2* передается клапану *4*. Указанные элементы образуют пилот встроенного типа.

Основной клапан *6* изменяет поток воды, которая входит с давлением $p_{вх}$ и выходит с $p_{вых}$. Управление основным клапаном осуществляется водой, которая ответвляется через калиброванное отверстие *7* и попадает в полость над основным клапаном с давлением $p_{пр}$. Через клапан пилота эта вода сбрасывается в выходной патрубок через трубку *5*.

Верхняя часть основного клапана представляет собой поршень, перемещающийся в цилиндре. При этом площадь поршня больше, чем площадь уплотнения клапана.

Когда клапан пилота закрыт, то $p_{вх} = p_{пр}$, вследствие чего основной клапан закрыт и прижат к седлу пружиной *8*. Когда при повышении давления $p_к$ клапан пилота начнет открываться, то вода из полости над

поршнем устремится через трубку *5* на выход, давление $p_{пр}$ понизится и вызовет изменение соотношения сил, действующих на клапан. Когда промежуточное давление достаточно упадет, основной клапан начнет открываться. Далее с повышением $p_к$ давление $p_{пр}$ будет падать и соответственно увеличится проход через основной клапан.

Водорегулятор прямого действия СК 62045 и его статическая характеристика приведены на рис. III—10, *а* и *б*.

Техническая характеристика водорегулятора СК 62045

Диаметр условного прохода, мм	15
Холодильный агент	Фреон
Диапазон настроек, МПа (кгс/см²)	0,5÷1,5 (6÷15)
Неравномерность, МПа (кгс/см²), не более	0,3 (3)
Коэффициент пропускной способности KV_{max}, не менее	1,7
Нечувствительность, МПа (кгс/см²), не более	0,04 (0,4)

Пилотный водорегулятор фирмы «Данфосс» (Дания) показан на рис. III—10,*в*.

Воздухорегуляторы. В регуляторах прямого действия регулирующий орган (заслонка, жалюзи, шибер и т. д.) приводится в действие непосредственно упругим чувствительным элементом, например сильфоном, воспринимающим давление конденсации. Такие регуляторы используют на сравнительно небольших конденсаторах, где для привода достаточно усилия не более 500 Н при ходе до 0,1 м.

При необходимости получения больших усилий и ходов применяют регуляторы непрямого действия, состоящие из регулирующего прибора и исполнительного механизма с электрическим или пневматическим приводом.

Приборы с релейными характеристиками

К числу этих приборов относят так называемые датчики-реле давления и разности давлений с двухпозиционной релейной характеристикой.

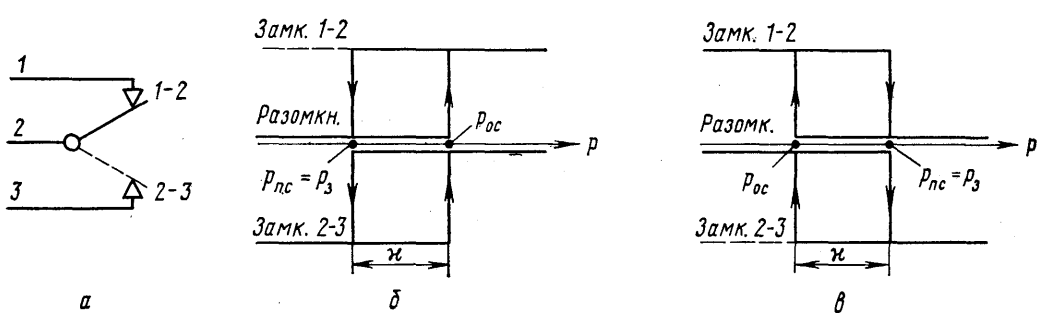
Датчики-реле давления предназначаются для защиты холодильных машин от недопустимого изменения давлений, в частности давления кипения, всасывания и нагнетания компрессоров. Их можно также применять для сигнализации и двухпозиционного регулирования.

Датчики-реле разности давлений используют в основном для защиты компрессоров от нарушений работы систем смазки. Эти приборы применяют также для контроля за работой различных насосов.

Датчики-реле давления и разности давлений могут быть шкальными и бесшкальными. Шкальные приборы имеют одну или несколько шкал с указателями, с помощью которых можно производить настройку прибора: устанавливать давление (разность давлений) срабатывания, а в некоторых приборах и зону возврата (дифференциал). В зависимости от числа выходных контактов датчики-реле бывают с контактом на замыкание или размыкание либо с переключающейся контактной парой.

Датчики-реле давления подразделяются на одинарные и сдвоенные. Все датчики-реле имеют шкалу настройки давления срабатывания.

Одинарные датчики-реле давления. Они подразделяются на датчики-реле низкого давления и высокого давления. Датчиком-реле низкого давления называют прибор, прямое срабатывание которого происходит при понижении давления, а датчиком-реле высокого давления — прибор с прямым срабатыванием при повышении давления. Под прямым срабатыванием понимают переключение выходного контактного устройства, происходящее при



а *б* *в*

Рис. III—11. Схема выходного контактного устройства (*а*) и релейные характеристики датчиков-реле низкого (*б*) и высокого давления (*в*)

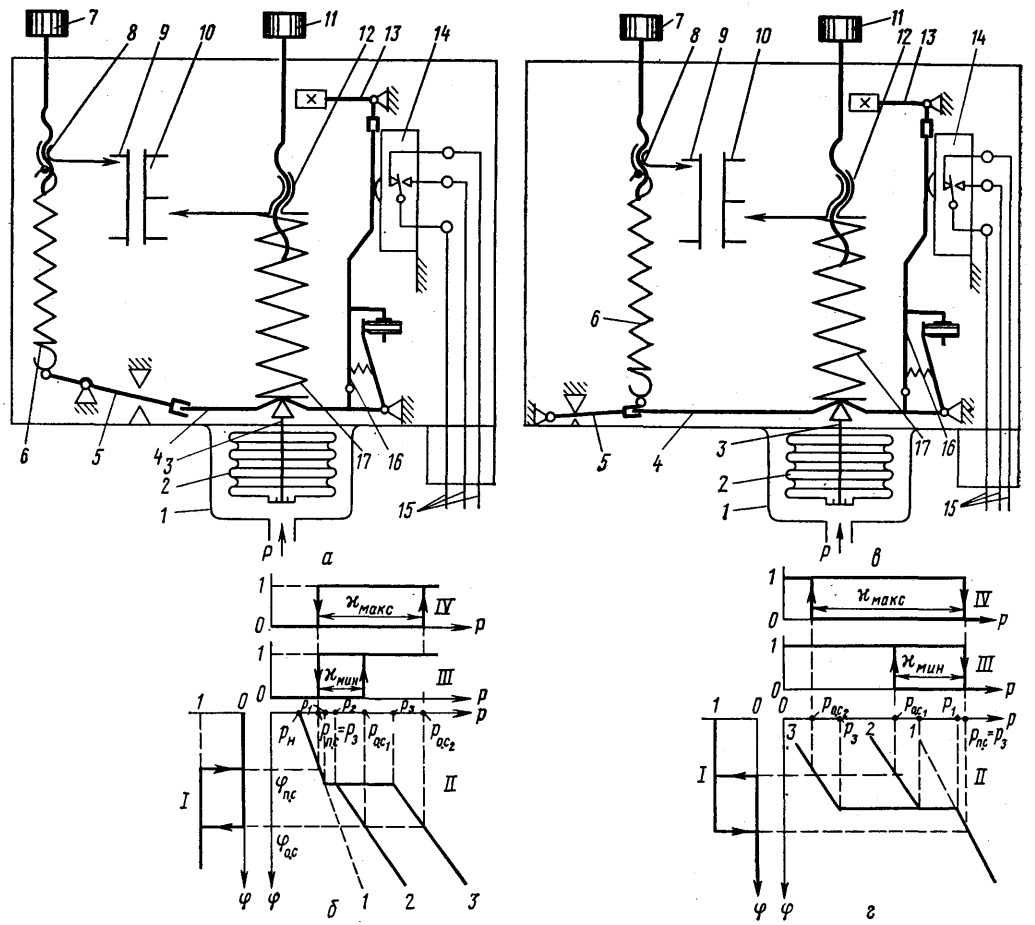


Рис. III—12. Схема и графики работы датчиков-реле низкого (*а* и *б*) и высокого (*в* и *г*) давления:

1 — коробка; *2* — сильфон; *3* — толкатель; *4* — поворотный рычаг; *5* — коромысло; *6, 17* — пружины; *7, 11* — винт задатчика; *8* — гайка; *9, 10* — шкалы; *12* — гайка; *13* — устройство для повышения устойчивости механизма к ударно-вибрационным воздействиям; *14* — контактный переключатель; *15* — провода; *16* — вертикальный рычаг

значении давления, равном заданному, т. е. установленному по шкале задатчика.

Схема выходного контактного устройства и релейные характеристики датчиков-реле низкого и высокого давления представлены на рис. III—11.

Как следует из рис. III—11,

для датчика-реле низкого давления

$$p_{о.с} = p_{п.с} + \varkappa,$$

для датчика-реле высокого давления

$$p_{о.с} = p_{п.с} - \varkappa,$$

где $p_{п.с}$, $p_{о.с}$ — соответственно давления прямого и обратного срабатывания; $\varkappa$ — зона возврата (дифференциал).

Принцип действия датчика-реле низкого давления поясняется схемой (рис. III—12, *а*). Контролируемое давление p подается внутрь коробки *1* и воздействует снаружи на сильфон *2*, который служит чувствительным элементом. При изменении давления днище сильфона перемещается, передавая движение толкателю *3*. Последний находится в контакте с поворотным рычагом *4*, на который сверху действует пружина *17*, работающая на сжатие. С рычагом *4* связан вертикальный рычаг *16*, верхний

конец которого воздействует на контактный переключатель *14*. Левый конец рычага *4* входит в вилку коромысла *5*, левый конец которого растягивает пружина *6*.

Начальный натяг пружины *17* определяет настройку давления прямого срабатывания и зависит от положения гайки *12*, перемещаемой винтом задатчика *11*. Начальный натяг пружины *6* определяет величину дифференциала и зависит от положения гайки *8*, перемещаемой винтом задатчика *7*. Величины уставок задатчиков указываются по шкалам *9* и *10*. Выходной сигнал передается во внешнюю цепь по проводам *15*. С помощью устройства *13* повышается устойчивость механизма по отношению к ударно-вибрационным воздействиям.

Графики (рис. III—12, *б*) иллюстрируют работу механизма датчика-реле низкого давления. График *I* — это релейная характеристика контактного переключателя (для основного контакта), которая дана в зависимости от угла поворота рычага *16* (см. рис. III—12,*а*). Контакт замыкается (это положение обозначено *1*) при угле $\Phi_{о.с}$ (обратное срабатывание) и размыкается (обозначено 0) при $\Phi_{п.с}$ (прямое срабатывание).

Зависимость угла Φ от контролируемого давления p дана на графике *II* (см. рис. III—12,*б*). Линия *1* обозначает условную зависимость Φ от давления при отсутствии пружины *6* (см. рис. III—12,*а*). Фактическая зависимость имеет ступенчатый характер: до давления p_1 угол изменяется по линии *1*, а далее в зависимости от заданной величины дифференциала — по одной из линий между линиями *2* и *3*.

Давление $p_н$ соответствует началу поворота рычага, p_1 — соприкосновению конца рычага с коромыслом, p_2 — продолжению поворота при минимальном дифференциале, p_3 — продолжению поворота при максимальном дифференциале.

Путем перенóса с графика *I* на график *II* значений $\Phi_{п.с}$ и $\Phi_{о.с}$ и далее соответствующих им давлений $p_{п.с}$, $p_{о.с_1}$ и $p_{о.с_2}$ получают релейные характеристики датчика-реле низкого давления при двух крайних настройках дифференциала $\varkappa_{мин}$ и $\varkappa_{max}$ (графики *III* и *IV*). Легко видеть, что независимо от величины $\varkappa$ давление $p_{п.с} = const$. Поэтому оно фигурирует как заданное $p_з$, указанное по шкале настройки.

Принцип действия датчика-реле высокого давления поясняется схемой (рис. III—12, *в*) и графиками (рис. III—12,*г*). Схема отличается от предыдущей только работой узла настройки дифференциала: коромысло *5* и пружина *6* создают дополнительное усилие на рычаге *4* при его повороте против часовой стрелки.

На графике *I* показана зависимость работы

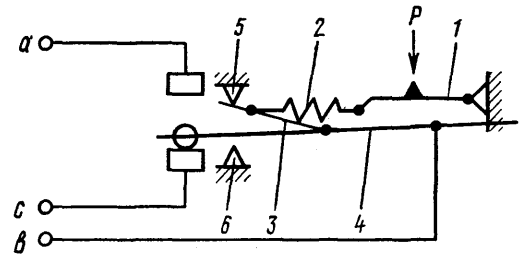


Рис. III—13. Схема переключателя с резким размыканием контакта

контактной пары от угла поворота рычага *16*, а на графике *II* — угол поворота в функции давления. При этом линия *1* соответствует движению механизма при работе только пружины *17*, а линии *2* и *3* — при подключении дополнительно пружины *6*. Наименьшему начальному натягу этой пружины (минимальный дифференциал) соответствует линия *2*, а наибольшему (максимальный дифференциал) — линия *3*. На графиках *III* и *IV* показаны выходные характеристики реле при этих настройках дифференциала.

Контактный переключатель *14* (см. рис. III—12,*а* и *в*) может выполняться по различным конструктивным схемам. Основное требование к переключателю — обеспечение резкого размыкания и замыкания, что повышает срок службы контактов. Один из распространенных вариантов схемы переключения показан на рис. III—13. Механизм датчика-реле, развивая силу P, воздействует на рычаг *1*, один конец которого шарнирно закреплен, а другой связан с пружиной *2*, пружина оттягивает поводок *3*, свободный конец которого упирается в ограничитель *5* или *6*. Второй конец поводка связан с контактной пластиной *4*. Если увеличивать силу P, то рычаг *1* будет поворачиваться против часовой стрелки. При этом ось пружины будет поворачиваться по часовой стрелке, пока не окажется параллельной поводку *3*. При дальнейшем увеличении силы пружина создает момент, поворачивающий поводок против часовой стрелки. Правый конец поводка увлекает вверх контактную пластину *4*. Этот момент соответствует потере устойчивости системы, в результате чего пластина резко перебрасывается вверх и замыкает электрическую цепь *1—2*. При уменьшении силы P процесс идет в обратном порядке и наступает момент резкого переброса пластины *4* вниз, после чего замкнутой оказывается цепь *2—3*.

Сдвоенные датчики-реле давления. Эти датчики-реле давления характеризуются наличием двух механизмов, работающих под воздействием двух давлений, управляющих ра-

Таблица III-4 *Датчики-реле*

Тип	Назначение	Исполнение по ГОСТ 15150—69	Исполнение по взрывобезопасности	Рабочая среда	Диапазон настроек прямого срабатывания, МПа	Диапазон настроек прямого срабатывания, кгс/см²
РД-1-01	Н	У3	—	Фреоны, воздух, масло, вода	—0,03÷+0,4	—0,3÷+4
РД-2-03	В				0,7—1,9	7—19
РД-1-ОМ5-01	Н				—0,03÷0,4	—0,3÷+4
РД-2-ОМ5-01	В				—0,03÷0,4	—0,3÷+4
РД-1-ОМ5-02	Н				0,1—1	1—7
РД-2-ОМ5-02	В				0,1—1	1—7
РД-1-ОМ5-03	Н				0,7—1,9	7—19
РД-2-ОМ5-03	В	ОМ5	—	Фреоны, масло, воздух, вода	0,7—1,9	7—19
РД-1-ОМ5-04	Н				—0,09÷+0,25	—0,9÷+2,5
РД-1ОМ5-05	Н				1÷3	10—30
РД-2-ОМ5-05	В				1÷3	10—30
РД-1-ОМ5-06	Н				2—6	20—60
РД-2-ОМ5-06	В				2—6	20—60
РД-1-ОМ5-01А	Н				—0,07÷+0,4	—0,7÷+4
РД-2-ОМ5-01А	В				—0,07÷+0,4	—0,7÷+4
РД-1-ОМ5-05А	Н	ОМ5	Для помещений класса В1-б	Аммиак, масло	1—3	10—30
РД-2-ОМ5-05А	В				1—3	10—30
Д21В-1-01	Н				—0,03÷+0,5	—0,3÷+5
	В				0,7—1,9	7—19
Д21В-2-03		Т5	ВЗТ4-В, РВ-1В	Фреоны, аммиак, масло, воздух	1—3	10—30
Д21В-2-05	В					
Д210-11-I	Н	У3	—	Фреоны, масло, воздух, вода	—0,04÷+0,25	—0,4÷+2,5
Д210-11-I	Н				0,2—8	2—8
Д210-11-I	Н				0,2—1,2	2—12
Д210-11-I	Н				0,5—2	5—20
Д210-11-II	В				—0,04÷+0,25	—0,4÷+2,5
Д210-11-II	В				0,2—8	2—8
Д210-11-II	В				0,2—1,2	2—12
Д210-11-II	В				0,5—2	5—20

Примечания: 1. Зона возврата, отмеченная звездочкой, нерегулируемая. 2. Разрывная тока. 3. Н — датчик-реле низкого давления, В — датчик-реле высокого давления.

давления одинарные

Диапазон настроек зоны возврата		Максимальное допустимое давление		Разрывная мощность контактов				Масса, кг
				в цепях переменного тока, В·А		в цепях постоянного тока, Вт		
МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	при напряжении, В				
				220	380	220	110	
0,04—0,25	0,4—2,5	1,2	12	300	150	30	—	0,6
0,2—0,5	2—5	2,5	25					
0,04—0,25	0,4—2,5	2,2	22					
Не более 0,04*	Не более 0,4*	2,2	22					
0,1—0,6	1—6	2,5	25					
Не более 0,1*	Не более 1*	2,5	25					
0,2—0,5	2—5	2,5	25					
0,15—0,25*	1,5—2,5*	2,5	25	300	150	60	30	1,2
0,04—0,1	0,4—1	2,2	22					
0,3—0,6	3—6	3,4	34					
Не более 0,3*	Не более 3*	3,4	34					
0,5—2	5—20	8,6	86					
Не более 0,5*	Не более 5*							
0,04—0,25	0,4—2,5	2,2	22	300	150	60	—	1,2
Не более 0,04*	Не более 0,4*							
0,3—0,6	3—6	3,4	34					
Не более 0,3*	Не более 3*							
0,05—0,25	0,5—2,5	2,2	22	300	—	См. примечание 2		3,5
0,2—0,5	2—5	2,5	22					
0,2—0,6	2—6	3,4	34	300	150	30	30	0,72
0,04—0,16	0,4—1,6	1,6	16					
0,075—0,275	0,25—2,75	1,6	16					
0,15—0,45	1,5—4,5	2,5	25					
0,2—0,7	2—7	2,5	25					
0,04—0,16	0,4—1,6	1,6	16					
0,075—0,275	0,25—2,75	1,6	16					
0,15—0,45	1,5—4,5	2,5	25					
0,2—0,7	2—7	2,5	25					

мощность контактов 30 Вт при напряжении 24 В и 60 Вт — при напряжении 36 В постоянного

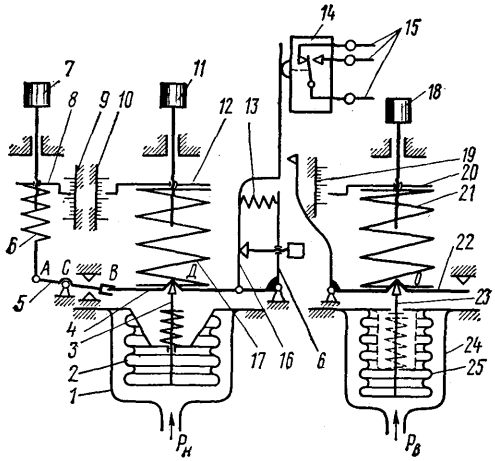


Рис. III—14. Схема сдвоенного датчика-реле давления

ботой одного выходного контактного устройства.

Давление $p_н$ управляет работой датчика-реле низкого давления, давление $p_в$ — работой датчика-реле высокого давления.

Датчик-реле низкого давления содержит сильфонную коробку *1* (рис. III—14), сильфон *2*, толкатель *3*, рычаг *4*, коромысло *5*, пружину настройки дифференциала *6*. Натяжение этой пружины производится винтом *7*, имеющим указатель *8* со шкалой *9*.

Узел настройки давления срабатывания включает винт *11*, указатель *12*, шкалу *10* и

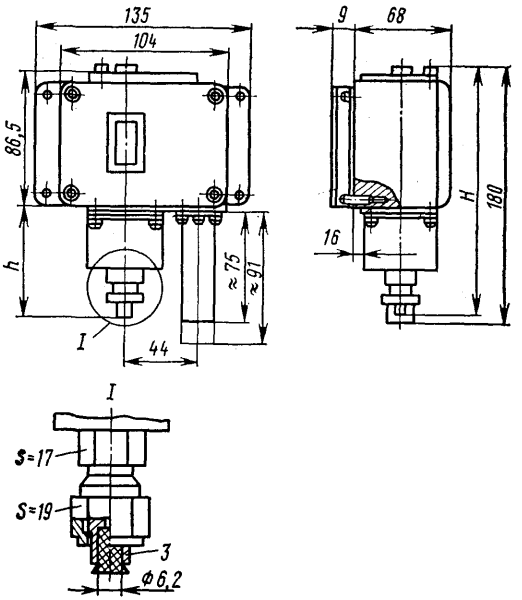


Рис. III—15. Габаритный чертеж одинарных датчиков-реле давления типов РД-ОМ5 и РД-ОМ5-А

Модификация прибора	*h*, мм	*H*, мм
РД-ОМ5-01	84	189
РД-ОМ5-02	75	180
РД-ОМ5-03	66	171
РД ОМ5-04	84	189
РД-ОМ5-05	66	171
РД-ОМ5-06	63	168
РД-ОМ5-01-А	88	193
РД-ОМ5-05-А	55	160

Таблица III-5 *Датчики-реле*

Тип	Исполнение		Рабочая среда	Низкого			
				Диапазон настройки прямого срабатывания		Диапазон зоны возврата	
	по ГОСТ 15150—69	по взрывобезопасности		МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²
Д220-11	У3	—	Фреоны	—0,03÷+0,4	—0,3÷+4	0,04—0,25	0,4—2,5
Д220-12	У3		»	—0,02÷+7	—0,2÷+7	0,04—0,25	0,4—2,5
Д220Р-11	ОМ5, Т5	—	»	—0,07÷+4	—0,7÷+4	0,04—0,25	0,4—2,5
Д220А-12	У3	Для помеще-	Аммиак	—0,09÷+0,15	—0,9÷+1,5	0,03—0,1	0,3—1
А220А-13	У3	ния класса В1-б	»	—0,07÷+0,4	—0,7÷+4	0,04—0,25	0,4—2,5
Д220АР-12	ОМ5, Т5	Для помеще-	»	—0,09÷+0,15	—0,9÷+1,5	0,03—0,1	0,3—1
Д220АР-13	ОМ5, Т5	ния класса В1-б	»	—0,07÷+0,4	—0,7÷+4	0,04—0,25	0,4—2,5

Примечание. Разрывная мощность контактов датчиков-реле: 300 В·А при напряжении постоянного тока.

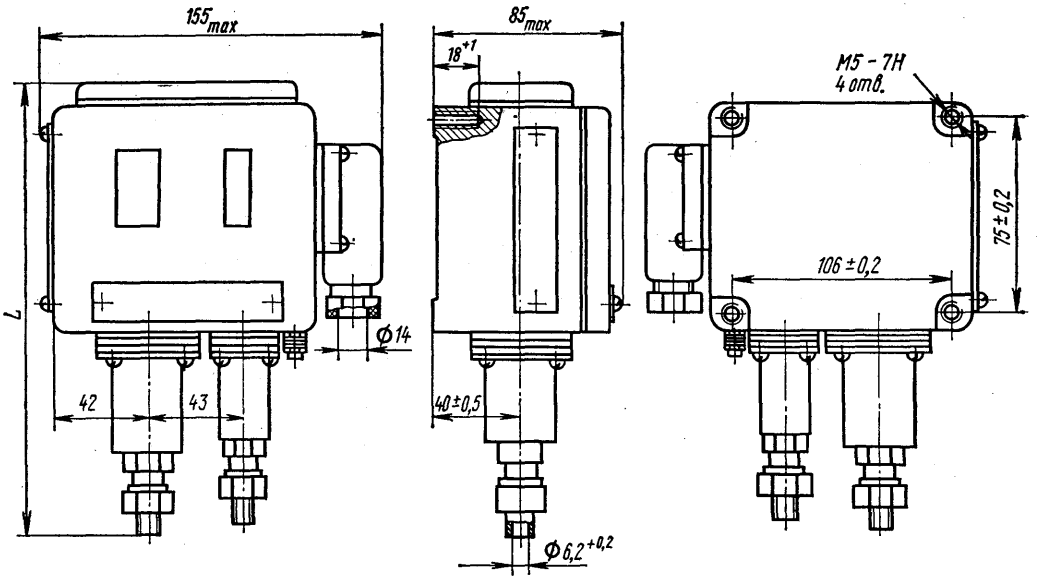


Рис. III—16. Габаритный чертеж сдвоенных датчиков-реле давления Д220А, Д220Р, Д220АР:

Модификация прибора	L, мм
Д220Р-11	195
Д220А-13, Д220АР-13	195
Д220А-12	200
Д220АР-12	200

давления сдвоенные

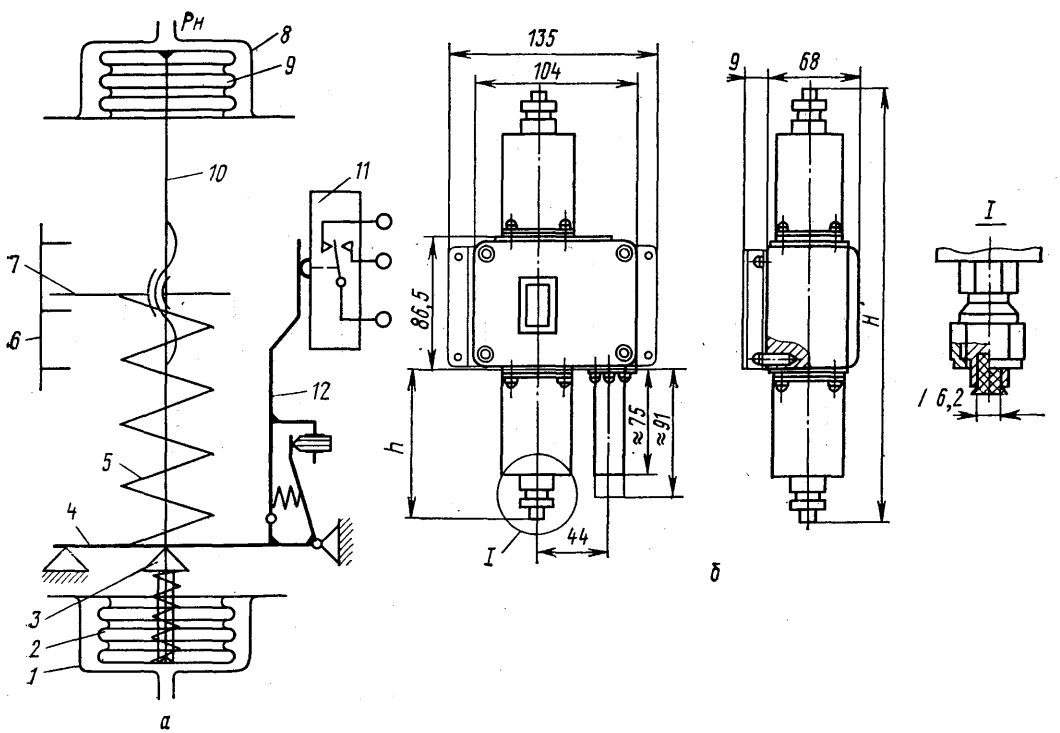
давлени я		Высокого давления						Масса, кг
Максимально допустимое давление		Диапазон настройки прямого срабатывания		Зона возврата нерегулируемая, не более		Максимально допустимое давление		
МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	
1,6	16	0,7—1,9	7—19	0,2	2	2,5	25	1,2
2,5	25	0,8—2,5	8—25	0,25	2,5	3,2	32	1,2
1,6	16	0,7—1,9	7—19	0,3	3	2,5	25	1,9
2,2	22	0,05—1	0,5—10	0,2	2	2,5	25	1,9
2,5	25	0,8—3	8—30	0,3	3	3,2	32	1,9
2,2	22	0,05—1	0,5—10	0,2	2	2,5	25	1,9
2,5	25	0,8—3	8—30	0,3	3	3,2	32	1,9

220 В, 150 В·А при напряжении 380 В переменного тока, 30 Вт при напряжении 110 и 220 В

Таблица III-6 *Датчики-реле*

Тип	Исполнение		Рабочая среда	Диапазон настройки прямого срабатывания	
	по ГОСТ 15150—69	по взрывобезопасности		МПа	кгс/см²
РКС-1	У3	—	Фреоны, масло	0,02—0,18	0,2—1,8
РКС-1-ОМ5-01	ОМ5	—	То же	0,02—0,25	0,2—2,5
РКС-1-ОМ5-03	ОМ5	—	»	0,06—0,6	0,6—6
РКС-1-ОМ5-01А	ОМ5	Для помещения класса В1-б	Аммиак, масло	0,02—0,25	0,2—2,5
РКС-1-ОМ5-02А				0,05—0,4	0,5—4
РКС-1-ОМ5-03А				0,06—0,6	0,6—6
Д231В-01	Т5	ВЗТ4-В, РВ-1В	Фреоны, аммиак, масло	0,02—0,25	0,2—2,5

Примечание. Разрывная мощность контактов: 30 Вт при напряжении 24 В и 60 Вт при 36 В пос



разности давлений

Зона возврата нерегулируемая, не более		Максимально допустимое давление		Максимально допустимая разность давлений		Разрывная мощность контактов в цепях				Масса, кг
						переменного тока, В·А		постоянного тока, Вт		
МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	МПа	кгс/см²	при напряжении, В				
						220	380	220	110	
0,03	0,3	1,2	12	0,5	6,5	300	150	30	—	1,0
0,05	0,5	2,2	22	2,2	22	300	150	60	30	1,6
0,07	0,7	3	30	2,5	25	300	150	60	30	1,6
0,06	0,6	2,2	22	2,2	22	300	150	60	30	1,6
0,04	0,4	1,6	16	1,6	16	300	150	60	30	1,6
0,07	0,7	3	30	2,5	25	300	150	60	30	1,6
0,04—0,12 (регулируемая)	0,4—1,2 (регулируемая)	2,5	25	2,5	25	300	—	—См. примечание		3,5

тоянного тока.

пружину *17*. Рычаг *16*, прижимаемый пружиной *13* к стойке *26*, воздействует на контактный переключатель *14*, управляющий внешними цепями через провода *15*.

Датчик низкого давления работает аналогично рассмотренному выше датчику-реле низкого давления.

Датчик высокого давления содержит задатчик *18* со шкалой *19* и указателем *20*, пружину *21*, угловой рычаг *22*, толкатель *23*, перемещаемый сильфоном *25*, заключенным в коробку *24*.

При повышении давления $p_в$ вертикальное плечо рычага *22* вводит в соприкосновение с рычагом *16* и отводит его влево. При этом размыкается основная контактная пара *а—б*. Датчик высокого давления не имеет узла настройки дифференциала.

Устройство контактного переключателя не отличается от рассмотренного выше переключателя для одинарных датчиков-реле давления (см. рис. 13).

Технические характеристики отечественных одинарных и сдвоенных датчиков-реле давления приведены в табл. III—4 и III—5, габаритные чертежи — на рис. III—15 и III—16.

Датчик-реле разности давлений. Этот автоматический прибор выдает дискретный сигнал при изменении разности между двумя давлениями. Большее из сравниваемых давлений $p_в$ подается в коробку *1* (рис. III—17,*а*), в которую заключен сильфон *2*. Меньшее давление $p_н$ подается в коробку *8* с сильфоном *9*. Толкатель *3* нижнего сильфона соединен с верхним сильфоном тягой *10*. Поэтому на рычаг *4* действует разность сил, развиваемая сильфонами. Поскольку сильфоны одинаковы, то разность сил пропорциональна разности давлений.

Сверху на рычаг *4* действует пружина *5*, начальный натяг которой определяется положением задатчика, имеющего указатель *7* и шкалу *6*. Аналогично датчикам-реле давления движение передается на вертикальный рычаг *12*, верхний конец которого создает усилие на входном элементе контактного переключателя *11*.

В датчиках-реле разности давлений обычно не предусматривают регулировки дифферен-

←

Рис. III—17. Датчик-реле разности давлений:

а — схема; *б* — габаритный чертеж типа РКС-1-ОМ5 и РКС-1-О5А: *1* — сильфонная коробка плюсовая; *2* — сильфон; *3* — толкатель; *4* — рычаг; *5* — пружина; *6* — шкала; *7* — указатель; *8* — сильфонная коробка минусовая; *9* — сильфон; *10* — тяга; *11* — контактный переключатель; *12* — рычаг

Модификация прибора	*h*, мм	H_{max}, мм
РКС-ОМ5	86	260
РКС-ОМ5-А	90	268

циала. Габаритный чертеж датчика-реле разности давлений показан на рис. III—17,*б*.

Технические характеристики отечественных датчиков-реле разности давлений приведены в табл. III—6.

ПРИБОРЫ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ И СИГНАЛИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРЫ И РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР

В зависимости от способа преобразования температуры приборы подразделяются на манометрические, дилатометрические и электрические.

В манометрических приборах температура преобразуется в давление внутри замкнутой термосистемы. Термосистемы бывают местные и дистанционные. Местная термосистема воспринимает окружающую ее температуру и состоит из упругого элемента (обычно сильфона) и термочувствительного элемента, присоединенного непосредственно к упругому элементу (в некоторых случаях роль термочувствительного элемента выполняет упругий элемент).

Дистанционная термосистема состоит из термочувствительного элемента (термобаллона), соединительной капиллярной трубки и упругого элемента, установленного в корпусе прибора. Такая термосистема позволяет контролировать температуру на некотором расстоянии от места установки прибора.

В зависимости от конструктивного оформления термочувствительные элементы датчиков-реле температуры могут быть погружные и воздушные. Погружные термочувствительные элементы предназначены для контроля температуры в трубопроводах или емкостях, а воздушные — для контроля температуры воздуха в помещениях (камерах, отсеках и т. д.).

Манометрические термосистемы бывают с паровым, парожидкостным, жидкостным и адсорбционным заполнителем. Тип заполнителя определяется назначением прибора и диапазоном контролируемых температур.

В дилатометрических приборах температура преобразуется в механическое перемещение в результате линейного расширения металлов.

В электрических приборах применяют термопреобразователи сопротивления и термоэлектрические преобразователи, которые преобразуют температуру соответственно в электрическое сопротивление и электродвижущую силу.

Из перечисленных типов приборов в холодильной технике применяют преимущественно приборы с манометрическими преобразователями и термопреобразователи сопротивления.

Регуляторы с плавными характеристиками

К этим приборам относят регуляторы температуры, предназначенные для поддержания температуры охлаждаемой среды (воздуха или жидкости), а также для выполнения вспомогательных функций: поддержания температуры нагнетания, смазочного масла. Наибольшее распространение получили регуляторы с манометрическими термосистемами.

Аналогично регуляторам давления регуляторы температуры также подразделяют на две группы.

Регуляторы первой группы, или дроссельные, проводят через себя холодильный агент.

Регуляторы второй группы поддерживают температуру путем изменения расхода внешней охлаждающей среды (например, воды) либо хладоносителя.

Основные схемы использования регуляторов температуры представлены на рис. III—18.

Температуры хладоносителя или воздуха в объекте охлаждения могут поддерживаться регулятором температуры, дросселирующим пар перед всасыванием компрессора (рис. III—18,*а*). Та же задача может решаться с помощью регулятора, перепускающего сжатый холодильный агент на всасывающую сторону (рис. III—18,*б*). В первом случае клапан регулятора должен открываться при повышении регулируемой температуры, во втором — закрываться. Регулятор, установленный на линии впрыска жидкого холодильного агента (рис. III—18,*в*), служит для снижения перегрева пара после компрессора. Перечисленные регуляторы относятся к первой группе.

Регуляторы второй группы находят применение в маслоохладителях винтовых и центробежных агрегатов (рис. III—18,*г*), в различных технологических теплообменниках и воздухоохладителях, охлаждаемых жидким хладоносителем.

Ниже рассматривается устройство регуляторов только первой группы.

По принципу действия регуляторы температуры прямого и непрямого действия аналогичны соответствующим регуляторам давления, описанным выше. Отличие состоит в том, что упругий элемент, например сильфон, является составной частью термосистемы; чувствительным элементом этой системы служит термобаллон, соединенный с упругим элементом капиллярной трубкой.

Регуляторы прямого действия применяют при малых диаметрах условного прохода (до 20—30 мм). На рис. III—19 показан регулятор температуры нагнетания типа АРТН (схему его использования см. на рис. III—18,*в*). Регулятор выпол-

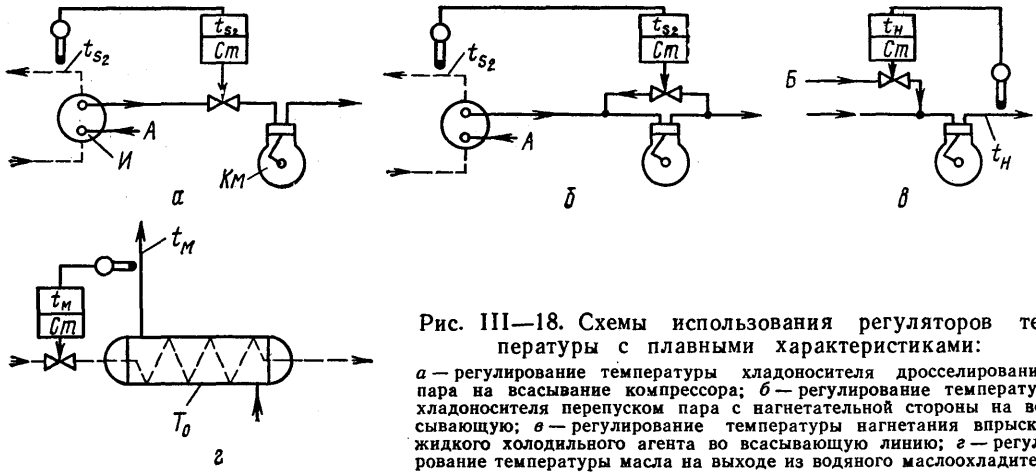


Рис. III—18. Схемы использования регуляторов температуры с плавными характеристиками:

а — регулирование температуры хладоносителя дросселированием пара на всасывание компрессора; *б* — регулирование температуры хладоносителя перепуском пара с нагнетательной стороны на всасывающую; *в* — регулирование температуры нагнетания впрыском жидкого холодильного агента во всасывающую линию; *г* — регулирование температуры масла на выходе из водяного маслоохладителя

чен по классической схеме: упругий элемент — сильфон, действует непосредственно на шток с клапаном. Разделительный сильфон не только выполняет функции уплотнения, но и играет роль элемента, уравновешивающего силу, развиваемую клапаном и приложенную к штоку. В связи с этим приближенное уравнение статической характеристики имеет вид

$$\lambda = (atF_c - P_н)/k,$$

где λ — ход клапана, a — коэффициент пропорциональности; t — регулируемая (воспринимаемая) температура; F_c — эффективная площадь сильфона термосистемы; $P_н$ — параметр настройки; k — жесткость пружины и сильфона.

Регулятор снабжается приставными ручным регулирующим вентилем и фильтром. Ручной вентиль служит для ограничения максимальной пропускной способности регулятора и настраивается под конкретную машину.

Техническая характеристика регулятора АРТН

	АРТН-1,6	АРТН-4,0	АРТН-16
Диапазон настроек, °С	90—140	90—140	90—140
Неравномерность, °С	3	3	3
Рабочая среда	R12 и R22	R12 и R22	R12 и R22
Номинальная пропускная способность (по R22), кВт	1,6	4,0	16
Максимальное рабочее давление на входе, МПа (кгс/см²)	2,1 (21)	2,1 (21)	2,1 (21)
Длина капиллярной трубки, м	4 и 1,5	4 и 1,5	4 и 1,5

В последние годы получают распространение комбинированные регуляторы температуры (рис. III—20,*а*). По своему устройству они ближе к рассмотренным выше регуляторам давления (см. рис. III—5,*в*) и используются в схеме, изображенной на рис. III—18,*а*.

Приближенная статическая характеристика имеет вид

$$\lambda = \frac{1}{k}(atF + p_0F_c - p_н),$$

где p_0 — давление кипения; F — эффективная площадь уравнительного сильфона и клапана. (Остальные обозначения те же, что в предыдущем уравнении.)

Как следует из статической характеристики (рис. III—20,*б*), регулятор реагирует не только на температуру, но и на давление кипения. Это свойство оказывается полезным, так как в большинстве случаев еще до заметного отклонения температуры выходящего хладоносителя изменяется давление кипения. В этом случае регулятор работает с предварением.

Пилотные регуляторы температуры по принципу действия аналогичны соответствующим регуляторам давления (см. рис. III—6,*а*). Управляющее устройство (пилот) такого регулятора представляет собой регулятор температуры прямого действия (рис. III—21,*а*). При изменении температуры, воспринимаемой термобаллоном, клапан пилота изменяет количество пара, направляемого в управляющую линию, а следовательно, и промежуточное давление над поршнем исполнительного устройства (см. рис. III—21,*б*; III—6; III—7,*б*).

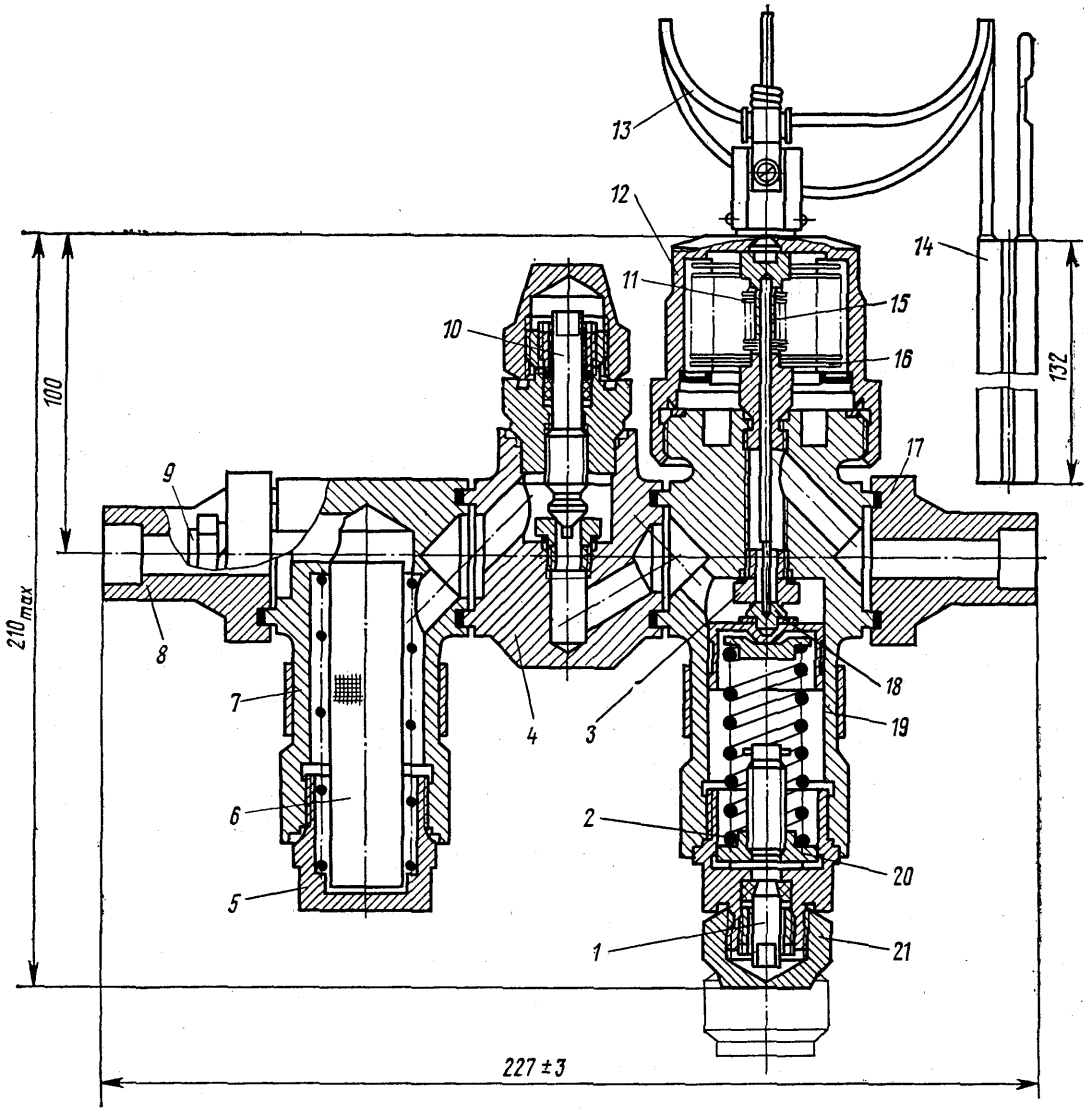


Рис. III—19. Общий вид регулятора давления нагнетания АРТН:

1 — винт задатчика; *2* — пружина; *3* — седло; *4* — корпус ручного регулирующего вентиля; *5* — крышка фильтра; *6* — фильтрующий элемент; *7* — корпус фильтра; *8* — фланец; *9* — стяжка; *10* — шпиндель ручного вентиля; *11* — разделительный сильфон; *12* — крышка термосистемы; *13* — капиллярная трубка; *14* — термобаллон; *15* — шток; *16* — сильфон термосистемы; *17* — фланец; *18* — клапан; *19* — корпус; *20* — ходовая гайка; *21* — колпак

Техническая характеристика регулятора АДТ-65

Состав регулятора	Управляющее устройство (УАТ); исполнительное устройство ИМ-65	Неравномерность, °С	3
		Рабочая среда	R12, R22, R717
		Коэффициент гидравлического сопротивления клапана, не более	14
		Максимальное рабочее давление, МПа (кгс/см^2)	2,1 (21)
Диапазон настроек, °С	10—20	Масса, кг	48

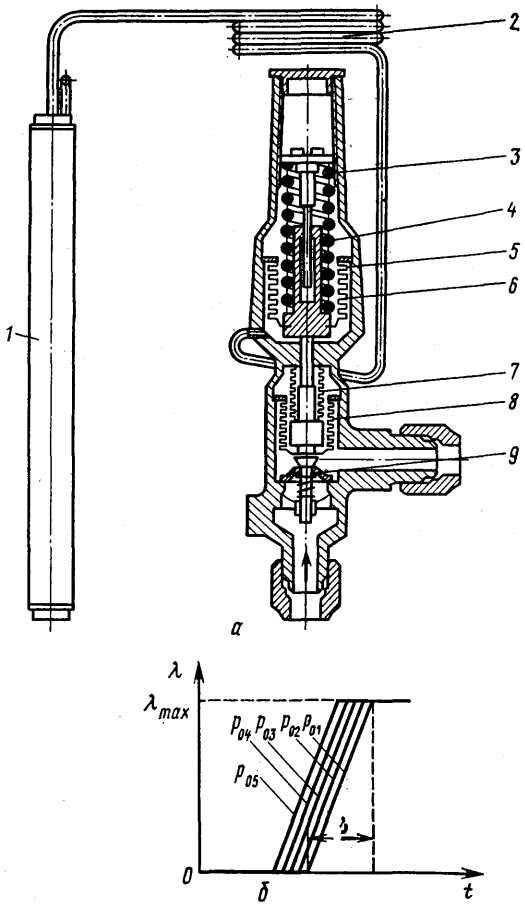


Рис. III—20. Дроссельный комбинированный регулятор прямого действия фирмы «Данфосс» (Дания):

а — конструктивная схема: *1* — термобаллон; *2* — капилляр; *3* — задатчик; *4* — пружина; *5* — демпфер гашения колебаний; *6* — сильфон термосистемы; *7* — разделительный сильфон; *8* — уравнительный сильфон; *9* — клапан;

б — упрощенные статические характеристики; λ_{max} — полный ход клапана; σ — неравномерность

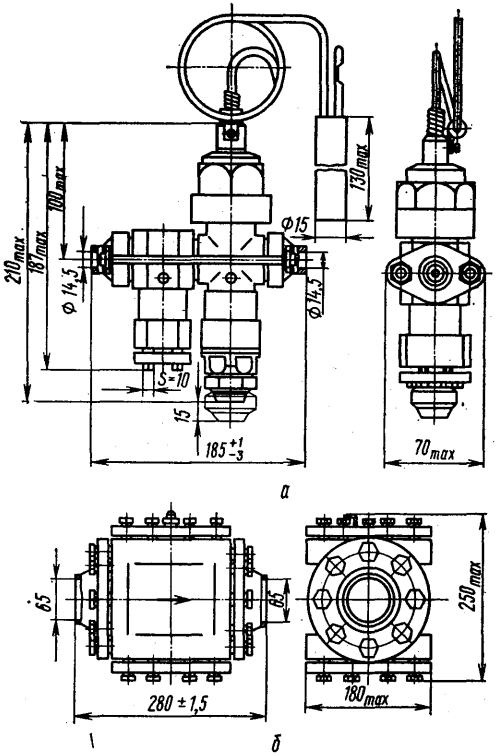


Рис. III—21. Пилотный регулятор температуры АДТ-65:

а — габаритный чертеж управляющего устройства УАТ с фильтром; *б* — габаритный чертеж исполнительного устройства ИМ-65

Габаритные размеры регулятора АДТ-65 приведены на рис. III-21, *б*.

Приборы с релейными характеристиками

К ним относятся устройства для регулирования и сигнализации температуры и разности температур, имеющие двух- или трехпозиционные характеристики. В холодильной технике наибольшее распространение имеют манометрические и электронные приборы.

Манометрические датчики-реле температуры. В качестве преобразователя в этих реле используется манометрическая термосистема. Наибольшее применение находят датчики-реле температуры дистанционного типа.

Принципиальная схема датчиков-реле температуры аналогична рассмотренным выше схемам одинарных датчиков-реле давления (см. с. 121), но перемещение днища сильфона в датчике-реле температуры зависит от температуры, воспринимаемой термобаллоном и преобразованной в термосистеме в давление, действующее на сильфон.

Датчики-реле температуры выпускают с дифференциалом (зоной возврата), направленным в сторону повышения температуры относительно заданной по шкале и в сторону понижения температуры.

В связи с тем что заполнитель термосистем имеет нелинейную характеристику $p = f(t)$,

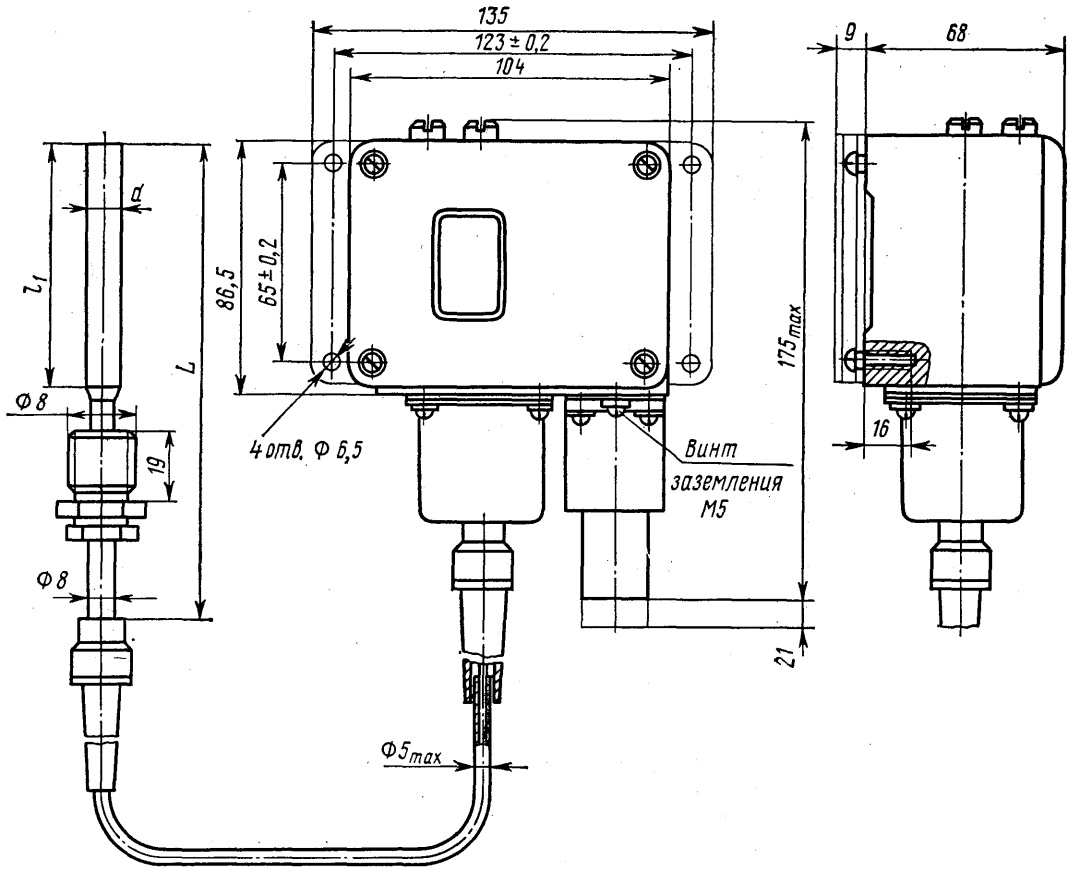


Рис. III—22. Габаритный чертеж датчика-реле температуры ТР-ОМ5:

Модификация прибора	*d*, мм	*L*, мм	*l*, мм
ТР-ОМ5-00,01,02	10	172	102
ТП-ОМ5-03,04,06,08	12	227	157
ТР-ОМ5-09	15	185	116

шкала настройки датчиков-реле температуры неравномерна, а минимальный дифференциал имеет меньшее значение в верхней области диапазона настроек и большее — в нижней.

В холодильной технике применяют датчики-реле температуры с паровым и адсорбционным заполнителем термосистем.

В зависимости от назначения датчики-реле температуры выпускают с гладким или оребренным термобаллоном. Последний предназначен для контроля температуры воздуха.

Основные технические данные отечественных датчиков-реле температуры приведены в табл. III—7, а габаритный чертеж прибора типа ТР-ОМ5 показан на рис. III—22.

Электронные приборы для регулирования и сигнализации температуры и разности температур. В настоящее время отечественная промышленность выпускает два ряда электронных приборов: ряд ПТР и ряд РТ. Оба эти ряда предназначаются для двух- и трехпозиционного регулирования и сигнализации температуры и разности температур, а также для пропорционального регулирования с помощью электрических исполнительных механизмов с реостатами обратной связи.

Ряд приборов ПТР характеризуется тем, что они работают в комплексе с полупроводниковыми термопреобразователями сопротивления (термисторами). Прибор тира ПТР состоит из датчика, входящего в комплект прибора, и собственно прибора с измерительной, усилительной и выходной частями. Приборы предназначены для эксплуатации в составе ста-

Таблица III-7 *Датчики-реле температуры*

Тип	Исполнение	Диапазон настройки прямого срабатывания, °С	Регулируемый дифференциал		Разрывная мощность контактов при индуктивной нагрузке				Дистанционность, м	Масса прибора, кг
			минимальный на нижней точке диапазона, не более, °С	максимальный, не менее, °С	переменного тока		постоянного тока			
					В·А	при напряжении, В	Вт	при напряжении, В		
ТР-1-02Х	Общепромышленное	—20÷10	4	6	150 300	380; 127; 220	30	220	1,5	0,7
ТР-ОМ5-00	Пылеводозащищенное для стационарных, транспортных и судовых установок	—60÷—30	4	6						
ТР-ОМ5-01		—35÷—5	2,5	6						
ТР-ОМ5-02		—20÷+10	2,5	6						2,2
ТР-ОМ5-03	Исполнение ОМ категории 5, закрытое для помещений В1-б	5—35	2,5	6	150 300	380 127; 220	30 60	110 220	1,5; 2,5; 4,0 (по требованию заказчика 10)	
ТР-ОМ5-04		30—60	2,5	6						
ТР-ОМ5-06		55—85	3,0 (нерегулируемый)							
ТР-ОМ5-08		75—100	3,0 (нерегулируемый)							
ТР-ОМ5-09		60—160	16 (нерегулируемый)							
ТР-1ВМ-02	Для взрывоопасных помещений и шахт, взрывозащищенное РВ-1В ВЗТ4-В	—20÷+10	2,5	8	Для исполнения ВЗТ4-В					
ТР-1ВМ-03		5÷35	2,5	8	300	220	30	24	1,5; 2,5	3,5
					Для исполнения РВ					
					60	36	—	—	1,5; 2,5	3,5

Примечания: 1. Термобаллон ТР-ОМ5-00 ÷ 08 изготовляют гладким со штуцером или без штуцера.

2. Термобаллон ТР-ОМ5-09 — гладкий с защитным кожухом и штуцером (для аммиака); без защитного кожуха со штуцером; без защитного кожуха и штуцера.

3. Приборы ТР-ОМ5÷00÷0,4 выпускают с дифференциалом, направленным в сторону повышения температуры относительно уставки на шкале; приборы ТР-ОМ5—06, 08, 09 — с дифференциалом в сторону понижения температуры.

4. Термобаллон без защитного кожуха выдерживает давление до 1600 кПа (16 кгс/см²), с защитным кожухом до 2100 кПа (21 кгс/см²).

5. Приборы ТР-ОМ5—00÷4 выполнения с числовой или информационной шкалой настройки срабатывания и информационной шкалой дифференциала.

6. Приборы ТР-ОМ5—06, 06; 08 — содержат только информационную шкалу без контрольных отметок.

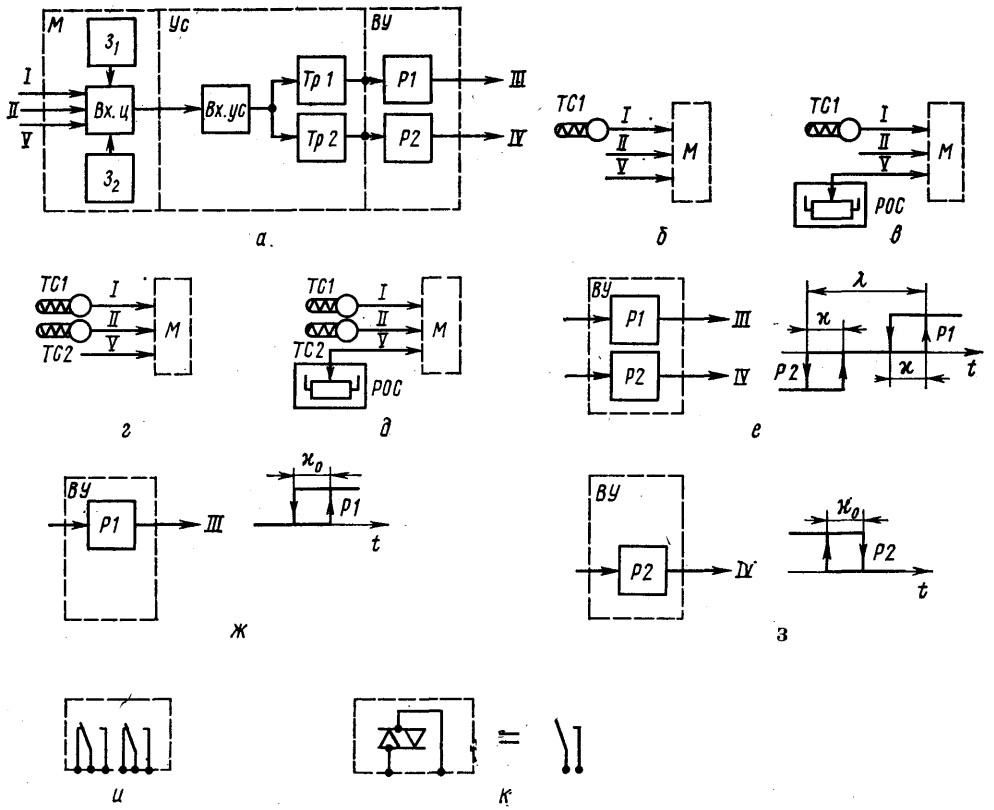


Рис. III—23. Схемы электронных приборов ряда РТ для регулирования и сигнализации температур и разности температур:

а — упрощенная функциональная схема; *б, в, г, д* — схемы подключения входных цепей к различным вариантам приборов; *е, ж, з* — функциональные схемы выходных устройств и их релейные характеристики; *и, к* — выходные коммутационные схемы контактного и бесконтактного вариантов

ционарных установок. Выпускают такие приборы в двухпозиционном (ПТР-2), трехпозиционном (ПТР-3) и пропорциональном (ПТР-П) вариантах.

Техническая характеристика электронных приборов ряда ПТР

Диапазон настроек температуры, °С	—30÷+5; —10÷÷+15; 5—35; 30—60
Погрешность уставок, °С	±1
Зона возврата ПТР-2, °С	0,5—5
Зона нечувствительности ПТР-3, °С	0,5—5
Зона пропорциональности ПТР-П, °С	1,2—4
Расстояние между датчиком и прибором, м, не более	300
Давление среды, воспринимаемое датчиком, МПа (кгс/см²), не более	0,5 (5)
Разрывная мощность выходных контактов в цепи (50 Гц, 220 В), В·А	500

Приборы ряда РТ работают в комплекте со стандартными термопреобразователями сопротивления типов ТСП и ТСМ. Выходные цепи формируют позиционный или пропорциональный сигнал и могут быть выполнены в двух вариантах: контактном с управлением через контакты электромагнитных реле и бесконтактном с управлением через симметричные тиристоры.

Приборы имеют варианты исполнения для работы в стационарных и судовых установках, поднадзорных органам Регистра СССР. Име-

Таблица III-8 *Шифры приборов ряда РТ*

Выходной сигнал	Приборы для регулирования и сигнализации					
	температуры			разности температур		
	исполнение по ГОСТ 15150—69			исполнение по ГОСТ 15150—69		
	У-4.2	ТВ-4	ОМ-5	У-4.2	ТВ-4	ОМ-5
Двухпозиционный	РТ-2	РТ-2-ТВ-4	РТ-2С	РРТ-2	РРТ-2-ТВ-4	РРТ-2С
	РТ-2Б	РТ-2Б-ТВ-4	РТ-2БС	РРТ-2Б	РРТ-2Б-ТВ-4	РРТ-2БС
Трехсекционный	РТ-3	РТ-3-ТВ-4	РТ-3С	РРТ-3	РРТ-3-ТВ-4	РРТ-3С
	РТ-3Б	РТ-3Б-ТВ-4	РТ-3БС	РРТ-3Б	РРТ-3Б-ТВ-4	РРТ-3БС
Пропорциональный	РТ-П	РТ-П-ТВ-4	РТ-ПС	РРТ-П	РРТ-П-ТВ-4	РРТ-ПС
	РТ-ПБ	РТ-ПБ-ТВ-4	РТ-ПБС	РРТ-ПБ	РРТ-ПБ-ТВ-4	РРТ-ПБС

ется исполнение для работы в тропических условиях.

Все модификации приборов рассматриваемого ряда выполнены на унифицированной базе, функциональная схема которой приведена на рис. III—23,*а*. Она содержит три основные части: измерительный мост *М*, усилитель *Ус* и выходное устройство *ВУ*.

Измерительный мост предназначен для преобразования изменений сопротивления термопреобразователей в напряжение постоянного тока. В схему моста входят два задатчика $З_1$ и $З_2$, предназначенных для установки заданной температуры и зоны нечувствительности или зоны возврата.

В зависимости от вида прибора различают следующие варианты присоединения к мосту термопреобразователей:

для двух- и трехпозиционных температурных приборов (условно РТ-2 и РТ-3) — схема с одним термопреобразователем *ТС1*, присоединяемым ко входу *I* (рис. III—23,*б*);

для пропорциональных температурных приборов (РТ-П) — схема с одним термопреобразователем *ТС1* (вход *I*) и реостатом обратной связи *РОС*, присоединяемым ко входу *V* (рис. 23,*в*);

для двух- и трехпозиционных разностных приборов (РРТ-2, РРТ-3) — схема с двумя термопреобразователями *ТС1* и *ТС2*, входы *I* и *II* (рис. III—23,*г*);

для пропорциональных разностных приборов (РРТ-П) — схема с двумя термопреобразователями *ТС1* и *ТС2* и реостатом *РОС*, входы соответственно *I*, *II* и *V* (рис. III—23,*д*).

Усилитель, состоящий из входного усилителя и электронного реле с триггерами *Тр1* и *Тр2*, является неизменной частью для всех приборов.

Выходное устройство, состоящее из двух реле *Р1* и *Р2*, может быть выполнено на базе электромагнитного (контактного) либо тиристорного (бесконтактного) реле. Предусматриваются следующие варианты выходных устройств:

для трехпозиционных и пропорциональных приборов — реле *Р1* и *Р2* с выходами III, IV и характеристикой в соответствии с рис. III—23,*е*;

для двухпозиционных приборов одно реле: в варианте А реле *Р1* с выходом *III* и характеристикой в соответствии с рис. III—23,*ж*; в варианте Б реле *Р2* с выходом *IV* и характеристикой по рис. III—23,*з*.

Коммутационные схемы показаны на рис. III—23,*и* для контактного реле и на рис. III—23,*к* — для бесконтактного (справа показан контактный эквивалент).

Номенклатура унифицированного ряда приборов приведена в табл. III—8, а диапазоны настроек — в табл. III—9.

Таблица III-9 *Диапазоны настроек приборов ряда РТ*

Вид приборов	Диапазон настройки, °С	Градуировка термопреобразователя сопротивления
Для регулирования и сигнализации температуры	—100÷0	100П
	100—200	
	—50÷+50	100П, 23
	—20÷+20	
	20—60	
	—40÷0	
	40—180	
	50—150	
	60—100	
	80—120	
	0—40	
Для регулирования и сигнализации разности температур	0—10	100П, 23

Приведенная номенклатура приборов серии РТ позволяет решать с их помощью целый ряд задач автоматизации холодильных установок:

двухпозиционное регулирование температуры различных объектов в вариантах охлаждения и нагрева;

трехпозиционное регулирование температуры объекта, который может работать попеременно в режимах охлаждения и нагрева;

двухпозиционное регулирование разности температур в схемах автоматического питания испарителя по перегреву пара;

плавное регулирование посредством электрических исполнительных механизмов, снабженных реостатами обратной связи и без них.

Техническая характеристика электронных приборов ряда РТ

Диапазон настроек и применяемые термопреобразователи сопротивления	В соответствии с табл. III-9
Зона возврата (дифференциал), °С	
приборов РТ2	0,5—10
» РРТ-2	0,2— 2
Зона нечувствительности, °С	
приборов РТ-3	0,5—10
» РРТ-3	0,5— 1
Зона возврата приборов РТ-3 и РРТ-3, % зоны нечувствительности	15—35
Зона пропорциональности, °С	
приборов РТ-П	1,5—5
» РРТ-П	2
Несовпадение прямого и обратного хода (гистерезис) для приборов РТ-П и РРТ-П, % зоны пропорциональности	Не более 30
Порог чувствительности приборов РТ-Т и РРТ-П, % от зоны пропорциональности, не более	10
Цена деления задатчика температуры для приборов РТ-2, РТ-3, РТ-П, °С	2
Цена деления задатчика разности температур для приборов РРТ-2, РРТ-3, РРТ-П, °С	1
Коммутируемый ток выходных цепей, А	
для приборов с контактным реле при напряжении 220 В, частоте 50 Гц и индуктивности нагрузки $\cos\varphi \gg 0,4$	Не более 2,5
при напряжении 220 В постоянного тока	» » 0,2
для приборов с бесконтактным реле[1] при напряжении 36—220 В, частоте 50 Гц и индуктивности нагрузки $\cos\varphi \geqslant 0,4$	» » 2
Напряжение питания приборов от сети тока с частотой 50 Гц, В	127 и 220
Потребляемая мощность, В·А	10

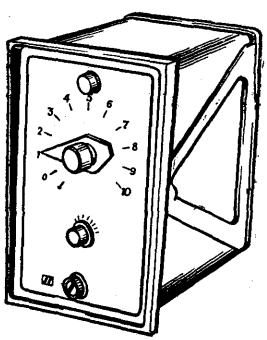


Рис. III—24. Электронный прибор ряда РТ

Корпуса приборов приспособлены для щитового монтажа. К внешней электрической схеме прибор присоединяется с помощью штепсельного разъема. Приборы, предназначенные для работы на судах, снабжаются дополнительным кожухом. Общий вид приборов показан на рис. III—24.

ТЕРМОРЕГУЛИРУЮЩИЕ ВЕНТИЛИ (РЕГУЛЯТОРЫ ПЕРЕГРЕВА)

Терморегулирующие вентили (ТРВ) — это автоматические регуляторы, которые служат для питания испарительных устройств жидким холодильным агентом в зависимости от перегрева пара холодильного агента, выходящего из испарителя.

Схема (рис. III—25,*а*) иллюстрирует принцип работы ТРВ. Термочувствительный баллон *1* (термобаллон), установленный на выходе из испарителя *И*, капиллярная трубка *2* и полость над мембраной *3* составляют манометрическую термосистему, которая преобразует выходную температуру $t_{вых}$ в давление $p_т$. В полость под мембраной через так называемую уравнительную трубку *9* подводится давление с выхода испарителя, которое условно принимают за давление кипения p_0. Под воздействием разности этих давлений мембрана прогибается и перемещает шток *5* с клапаном *6*. Снизу на шток действует пружина *7*, начальный натяг которой зависит от положения задатчика *8*. Перегородка с сальником *4* отделяет подмембранную полость от выходной части ТРВ.

[1] Коммутация постоянного тока приборами с бесконтактным выходным реле не допускается.

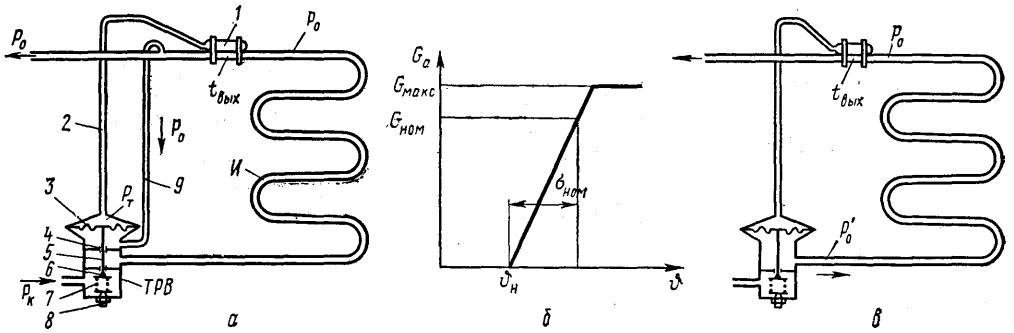


Рис. III-25. Принцип действия ТРВ:

а — с внешним отбором давления кипения; *б* — упрощенная статическая характеристика; *в* — с внутренним отбором давления кипения; *1* — термобаллон; *2* — капиллярная трубка; *3* — мембрана; *4* — внутренний сальник; *5* — шток; *6* — клапан; *7* — пружина; *8* — задатчик; *9* — уравнительная трубка

Если термосистема заполнена тем же холодильным агентом, что и машина, то при условии, что в ограниченном диапазоне давление линейно зависит от температуры, получаем приближенную зависимость хода клапана от перегрева

$$\lambda \cong (F_у a\vartheta - P_н)/k,$$

где $F_у$ — эффективная площадь упругого элемента; k — жесткость пружины и упругого элемента; $P_н$ — начальный натяг пружины; a — коэффициент пропорциональности.

Перегрев $\upsilon = t_{вых} - t_0$ определяют по выходной температуре и давлению p_0, которое принимают за давление кипения. Если условиться, что при некоторых постоянных значениях давлений $p_к$ и p_0, принятых за стандартные, расход холодильного агента пропорционален ходу клапана $G_а = b\lambda$, то приведенное выше уравнение может рассматриваться как упрощенная статическая характеристика (рис. III—25,*в*). Основные параметры статической характеристики следующие:

перегрев начала открытия клапана

$$\vartheta_н = P_н/(F_у a);$$

номинальная пропускная способность $G_{ном}$;

максимальная пропускная способность $G_{max} = (1{,}1 \div 1{,}5)\, G_{ном}$;

номинальная неравномерность $\sigma_{ном} = G_{ном}k/(F_у ab)$.

Реальная статическая характеристика имеет вид плавной кривой и обладает неоднозначностью (гистерезисом).

Рассмотренный ТРВ с внешним отбором давления (с внешним уравниванием) (см. рис. III—25,*а*) может работать при значительных падениях давления между выходом ТРВ и местом отбора давления p_0.

В отличие от него ТРВ с внутренним отбором давления (с внутренним уравниванием) (см. рис. III—25,*в*) воспринимает разность температур

$$\Delta t' = t_{вых} - t_0',$$

где t_0' — температура насыщенного пара при давлении p_0.

Учитывая, что $p_0' > p_0$ ($t_0' > t_0$), фактический перегрев пара на выходе

$$\vartheta = \vartheta' + \vartheta_0,$$

где $\vartheta_0 = t_0' - t_0$.

Таким образом, ТРВ с внутренним отбором давления при прочих равных условиях обеспечивает меньшую степень заполнения испарителя, чем аналогичные ТРВ с внешним отбором, и поэтому применяется лишь в тех случаях, когда потери давления малы.

Основные случаи применения ТРВ показаны на рис. III—26:

питание испарителя с конвективным движением воздуха (рис. III—26,*а*). При незначительном сопротивлении испарителя можно использовать ТРВ с внутренним отбором;

питание многошлангового воздухоохладителя с распределителем Р (рис. III—26,*б*). Распределитель имеет значительное сопротивление, поэтому применяют ТРВ с внешним отбором;

питание кожухотрубного испарителя с внутритрубным кипением (рис. III—26,*в*);

питание регенеративного теплообменника с дополнительным впрыском жидкости (рис. III—26,*г*). Может использоваться ТРВ как с внешним отбором, так и с внутренним.

Различают несколько конструктивных разновидностей ТРВ. По типу заполнения термо-

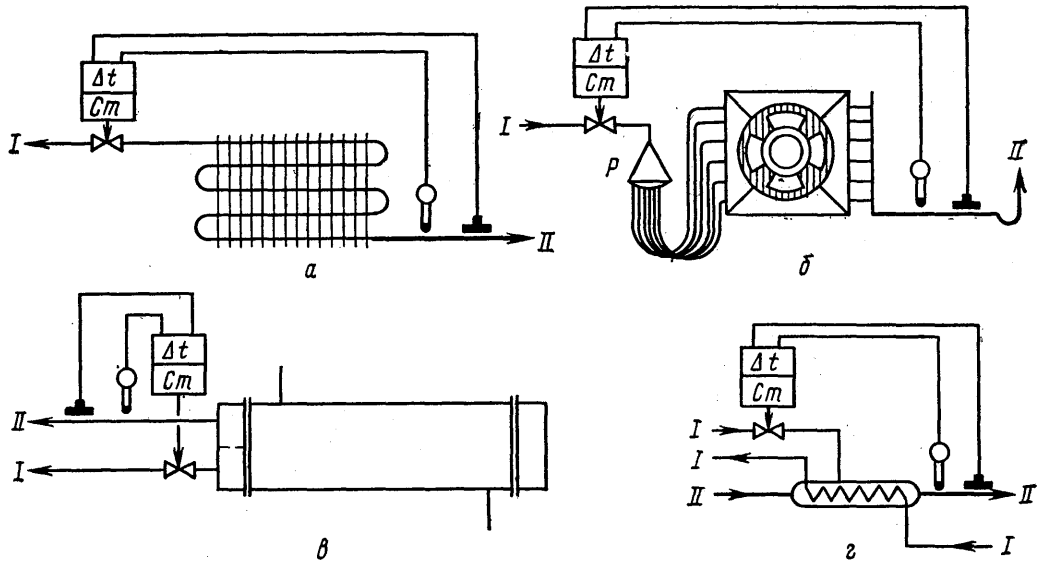


Рис. III—26. Основные схемы применения ТРВ на испарителе с конвективным движением воздуха (*а*), воздухоохладителе (*б*), испарителе с внутритрубным кипением (*в*) и регенеративном теплообменнике (*г*)

систем различают ТРВ с прямым (параллельным) и перекрестным заполнителем.

При прямом, или параллельном, заполнении в термосистему вводят холодильный агент, на котором работает машина, либо вещество с аналогичной зависимостью давления от температуры. Термосистемы с прямым заполнением бывают паровыми и парожидкостными.

Паровая термосистема заполняется паром холодильного агента при температуре несколько выше рабочего диапазона, которая называется предельной. В пределах рабочего диапазона в термосистеме конденсируется часть холодильного агента и пар находится в насыщенном состоянии. При температурах выше предельной в термосистеме находится перегретый пар, давление которого практически не зависит от температуры. Недостаток такой термосистемы — невозможность работы в условиях, когда температура термобаллона выше температуры остальных частей термосистемы из-за конденсации заполнителя в наиболее холодном месте. Вместе с тем такая термосистема имеет и преимущества, которые заключаются в ограничении питания испарителя при высоких температурах, в том числе при пуске.

Парожидкостная термосистема имеет термобаллон большего объема. В нее вводится значительное количество жидкого холодильного агента, не испаряющегося полностью при любых возможных температурах. Из-за большого объема термобаллона граница раздела жидкость — пар всегда находится в термобаллоне, благодаря чему такой ТРВ может работать при любых соотношениях температур. Недостаток парожидкостной термосистемы— повышенные требования к прочности упругого элемента из-за возможности увеличения давления.

Перекрестное заполнение бывает адсорбционным и парогазовым. При адсорбционном заполнении термобаллон заряжают активированным углем (адсорбентом), а весь остальной объем термосистемы — углекислым газом (адсорбатом). Используется свойство угля увеличивать поглощающую способность при понижении температуры. Характеристика может регулироваться изменением свободного объема и начального давления газа. Основные недостатки таких ТРВ — сложность технологии и повышенная инерционность.

При парогазовом заполнении термосистему заряжают смесью веществ, обеспечивающей требуемую зависимость давлений от температуры, не конденсирующейся или слабоконденсирующейся в головке прибора при ее охлаждении. Преимущества такого заполнения обеспечили его широкое применение.

По виду упругого элемента различают ТРВ мембранные и сильфонные.

Мембранные чувствительные эле-

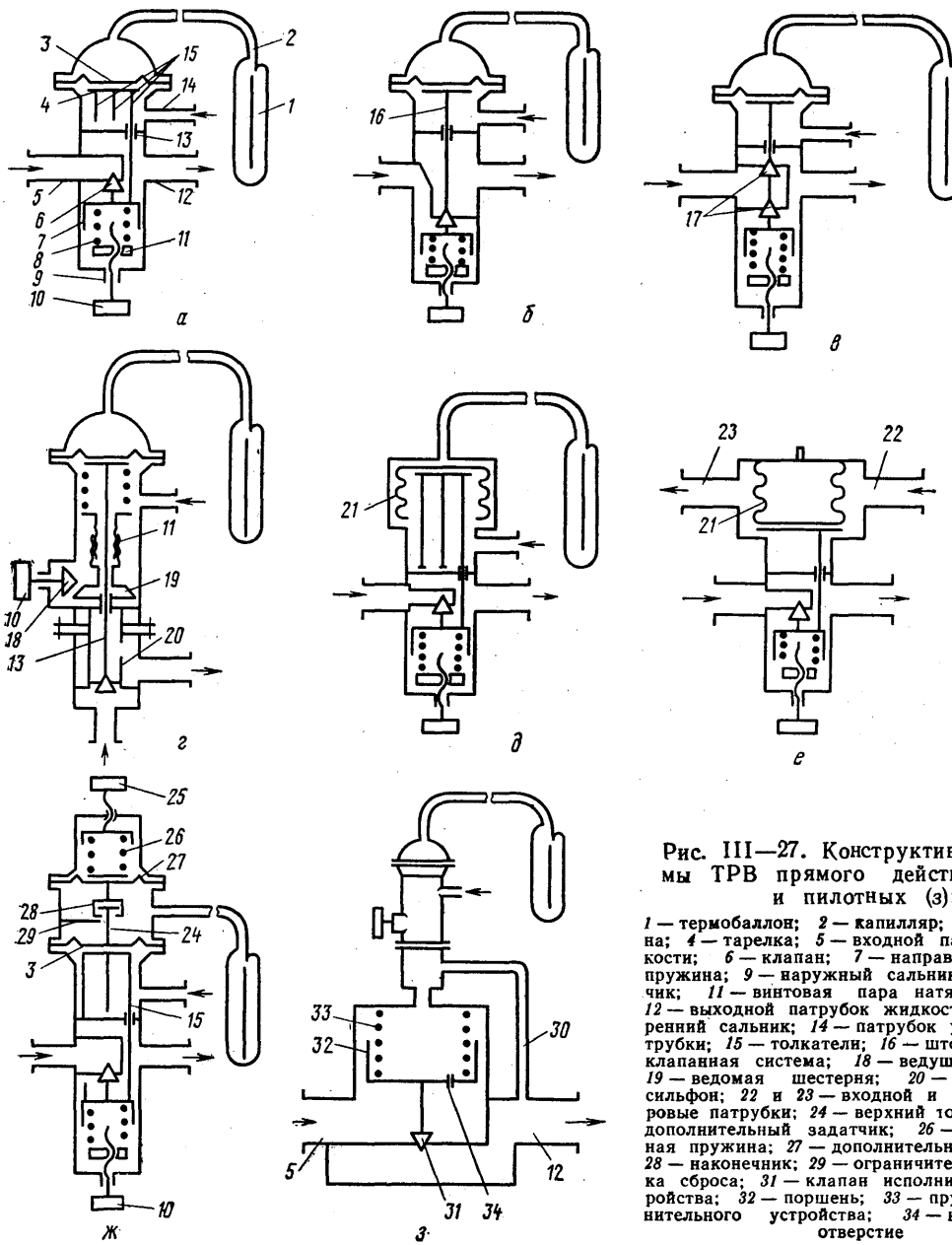


Рис. III—27. Конструктивные схемы ТРВ прямого действия (*а—ж*) и пилотных (*з*):

1 — термобаллон; *2* — капилляр; *3* — мембрана; *4* — тарелка; *5* — входной патрубок жидкости; *6* — клапан; *7* — направляющая; *8* — пружина; *9* — наружный сальник; *10* — задатчик; *11* — винтовая пара натяга пружины; *12* — выходной патрубок жидкости; *13* — внутренний сальник; *14* — патрубок уравнительной трубки; *15* — толкатели; *16* — шток; *17* — двухклапанная система; *18* — ведущая шестерня; *19* — ведомая шестерня; *20* — стакан; *21* — сильфон; *22* и *23* — входной и выходной паровые патрубки; *24* — верхний толкатель; *25* — дополнительный задатчик; *26* — дополнительная пружина; *27* — дополнительная мембрана; *28* — наконечник; *29* — ограничитель; *30* — трубка сброса; *31* — клапан исполнительного устройства; *32* — поршень; *33* — пружина исполнительного устройства; *34* — калиброванное отверстие

менты (рис. III—27,*а*, *б*, *в*, *г*) более просты в изготовлении, имеют меньшие габаритные размеры и стоимость.

В некоторых случаях применяют сильфонные элементы (рис. III—27, *д*, *е*, *ж*), которые имеют меньшую жесткость и большую линейность хода.

В большинстве ТРВ применяют дистанционные термосистемы, термобаллон которых устанавливают на паровой трубе от испарителя. Для улучшения работы ТРВ, особенно в низкотемпературных машинах, применяют встроенные термосистемы (см. рис. III—27,*е*). В этом случае сильфон обтекается паром, отходящим из испарителя, и одновременно воспринимает давление и температуру пара. Термобаллон и капилляр в таких ТРВ отсутствуют.

По виду передачи усилий, развиваемых упругим элементом, ТРВ бывают с одним центральным штоком (см. рис. III—27, *б*, *в*, *г*) и с двумя или тремя толкателями (см. рис. III—27, *а*, *д*, *е*, *ж*). В ТРВ с одним центральным штоком клапан укрепляется непосредственно на штоке. С целью уменьшения перепада давления на внутреннем сальнике рабочая сила подается в направлении «на закрытие клапана». В ТРВ с двумя или тремя толкателями усилие от упругого элемента с помощью толкателей передается на направляющую, которая в свою очередь передает движение клапану. По указанной выше причине в этом варианте рабочая среда подается в направлении «на открытие клапана».

По расположению задатчика различают ТРВ с нижним (см. рис. III—27, *а*, *б*, *в*, *д*, *е*, *ж*) и с боковым (см. рис. III—27,*г*) задатчиком. Вариант с нижним задатчиком проще по устройству и надежнее в эксплуатации. Он допускает параллельное расположение входного и выходного патрубков (проходное исполнение) или под некоторым углом.

Вариант с боковым задатчиком сложнее по устройству, так как содержит шестеренчатую пару либо конусный наклонный толкатель. Вместе с тем эта конструкция является более гибкой, так как допускает как параллельное, так и угловое расположение патрубков. Кроме того, разъемный корпус позволяет применять сварное или паяное присоединение трубопроводов: на время монтажа верхнюю часть корпуса со всеми узлами и деталями в сборе отсоединяют.

В ТРВ большой пропускной способности принимают меры к уменьшению нагрузки на упругий элемент. В частности, используют двухклапанную систему, которая в значительной степени уменьшает влияние статического и динамического давления среды (см. рис. III—27, *в*).

Существуют конструкции ТРВ, обеспечивающие ограничение давления кипения, т. е. выполняющие при определенных условиях функции регуляторов давления. Один из вариантов (см. рис. III—27, *ж*) имеет двухмембранный упругий элемент. Дополнительный задатчик давления создает натяг пружины, которая давит на дополнительную мембрану. Снизу на нее воздействует давление в термосистеме, сверху — атмосферное давление.

При нормальных температурах, воспринимаемых термобаллоном, пружина прижимает наконечник дополнительной мембраны к ограничителю, и таким образом выключает ее из работы. Прибор работает, как обычный

Таблица III-10 *Технические характеристики основных рядов ТРВ*

Наименование ряда	Холодильный агент	Диапазон температур кипения, °С	Паспортные температуры, °С		Номинальная неравномерность, °С	Диапазон настроек перегрева (начальное открытие)		Допустимое давление, МПа
			кипения	конденсации		минимальный, не более	максимальный, не менее	
12ТРВ	R12	—30÷+10	—15	30	5	2	8	1,6
12ТРВГ	R12	—10÷+35	5	35	5	2	8	1,6
22ТРВ	R22	—20÷+20	5	35	4	2	8	2,5
22ТРВВ	R22	—50÷—10	—30	30	5	2	8	2,5
22ТРВН	R22	—80÷—40	—60	30	7	3	8	8,5
13ТРВ	R13	—90÷—70	—70	—30	5	2	8	2,5
502ТРВ	R502	—60÷—20	—30	30	5	2	8	2,5
ТРВА	R117	—40÷0	—15	30	5	1	5	2,0

Таблица III-11 *Пропускная способность основных рядов ТРВ, кВт*

12ТРВ, 12ТРВГ				13ТРВ				22ТРВ				22ТРВВ				22ТРВН		502ТРВ	
Конструктивная база																			
1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	1	2
0,63	—	—	—	0,63	—	—	—	—	—	—	—	0,63	—	—	—	0,63	—	0,63	—
1,0	—	100	—	1,0	10	100	—	—	—	100	—	1,0	—	100	—	1,0	10	1,0	—
1,6	16	—	160	1,6	16	—	—	1,6	16	160	—	1,6	16	160	—	1,6	16	1,6	16
2,5	25	—	—	2,5	25	—	—	2,5	25	—	250	2,5	25	—	250	2,5	25	2,5	25
4,0	40	—	—	4,0	40	—	—	4	40	—	400	4,0	40	—	400	4,0	40	4,0	40
6,3	63	—	—	6,3	63	—	—	6,3	63	—	630	6,3	63	—	—	6,3	63	6,3	63
10	—	—	—					10	—		1000	10	—	—	—	—	—	10	—

Примечание. В табл. III-11 не вошли ТРВ для аммиака пропускной способностью 10, 20, 40, 80 и 120 кВт. Эти ТРВ выпускают по конструктивной схеме, показанной на рис. III-27, *б*.

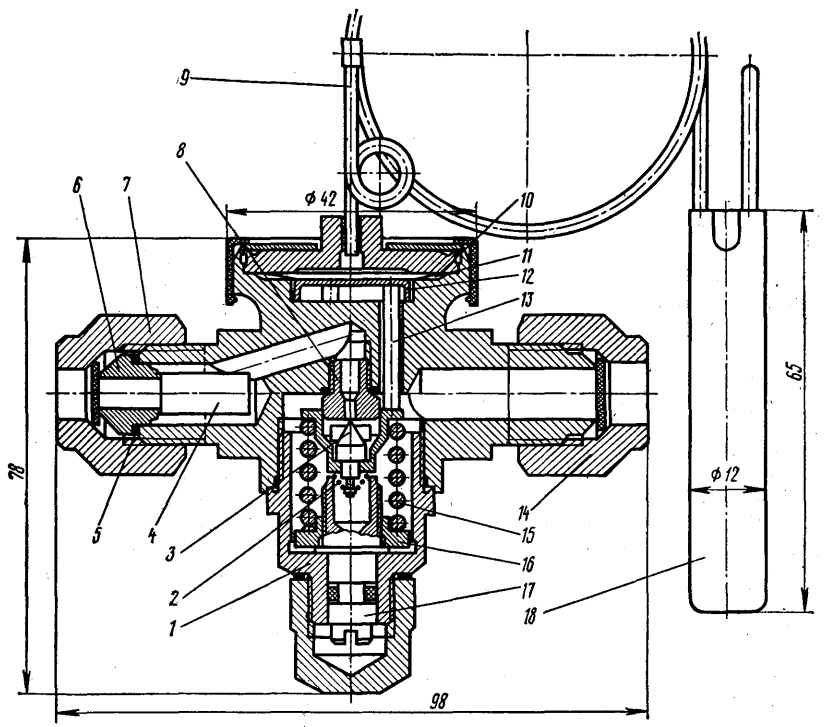


Рис. III—28. Терморегулирующий вентиль 1-й базы:

1 — штуцер задатчика; *2* — пружина; *3* — клапан; *4* — фильтр; *5* — прокладка; *6* — втулка; *7* — гайка накидная; *8* — сопло (седло); *9* — капиллярная трубка; *10* — мембрана; *11* — корпус; *12* — упор; *13* — шток; *14* — гайка накидная; *15* — пружина; *16* — гайка ходовая; *17* — винт задатчика; *18* — термобаллон

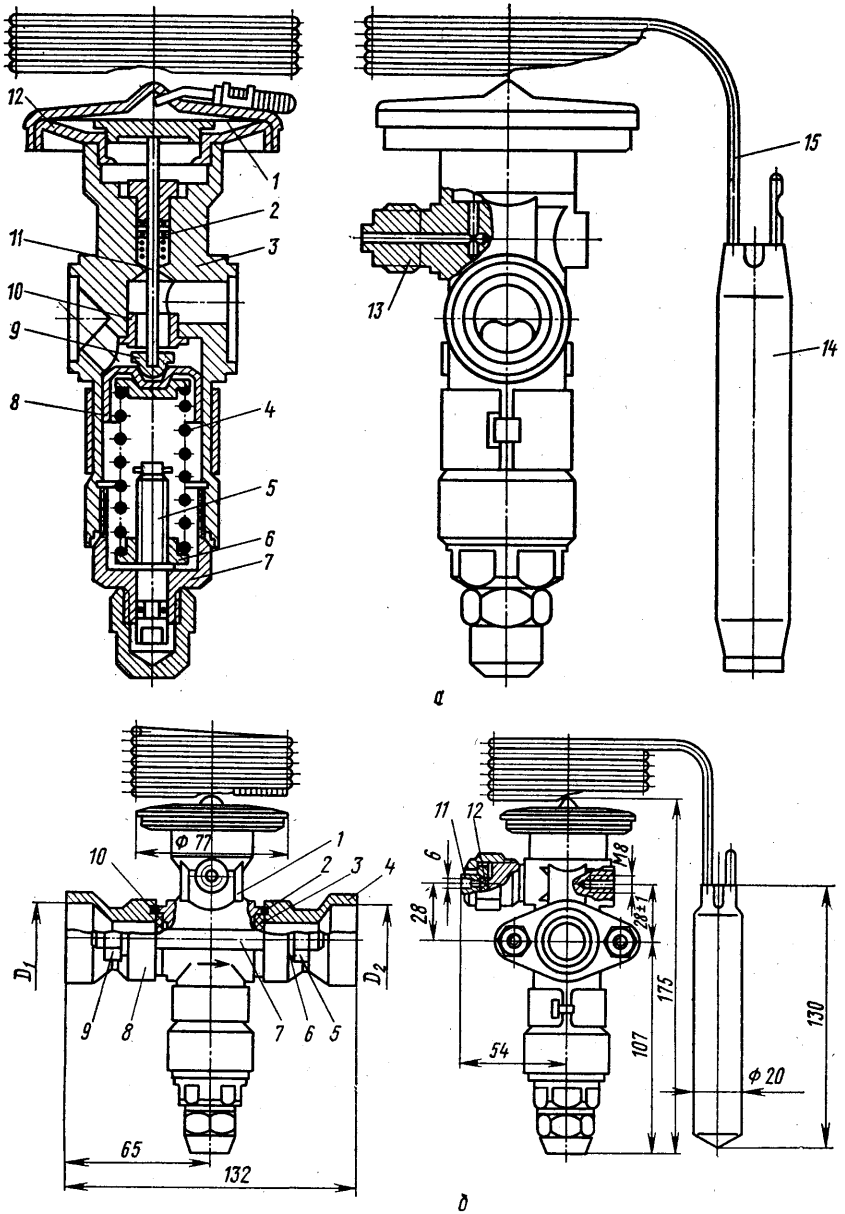


Рис. III—29. Терморегулирующий вентиль 2-й базы: *а* — общий вид (без фланцев); *1* — мембрана; *2* — сальник штока; *3* — корпус; *4* — пружина; *5* — винт задатчика; *6* — гайка ходовая; *7* — штуцер задатчика; *8* — стакан; *9* — клапан; *10* — сопло (седло); *11* — шток; *12* — головка; *13* — штуцер уравнительной линии; *14* — термобаллон; *15* — капиллярная трубка; *б* — габаритный чертеж (с фланцами); *1* — ТРВ; *2* — прокладка; *3* — заглушка; *4* — фланец; *5* — гайка; *6* — шайба; *7* — стяжка; *8* — фланец; *9* — гайка; *10* — прокладка; *11* — ниппель; *12* — заглушка

Номинальная холодопроизводительность, кВт	Размеры фланцев, мм, для присоединения труб			
	медных		стальных	
	D_1	D_2	D_1	D_2
10	12,5—0,24	18,5—0,28	14,5—0,24	18,5—0,28
16	12,5—0,24	18,5—0,28	14,5—0,24	18,5—0,28
25	18,5—0,28	24,5—0,28	18,5—0,28	25,5—0,28
40	24,5—0,28	28,5—0,28	25,5—0,28	32,5—0,34
63	24,5—0,28	28,5—0,28	25,5—0,28	32,5—0,34

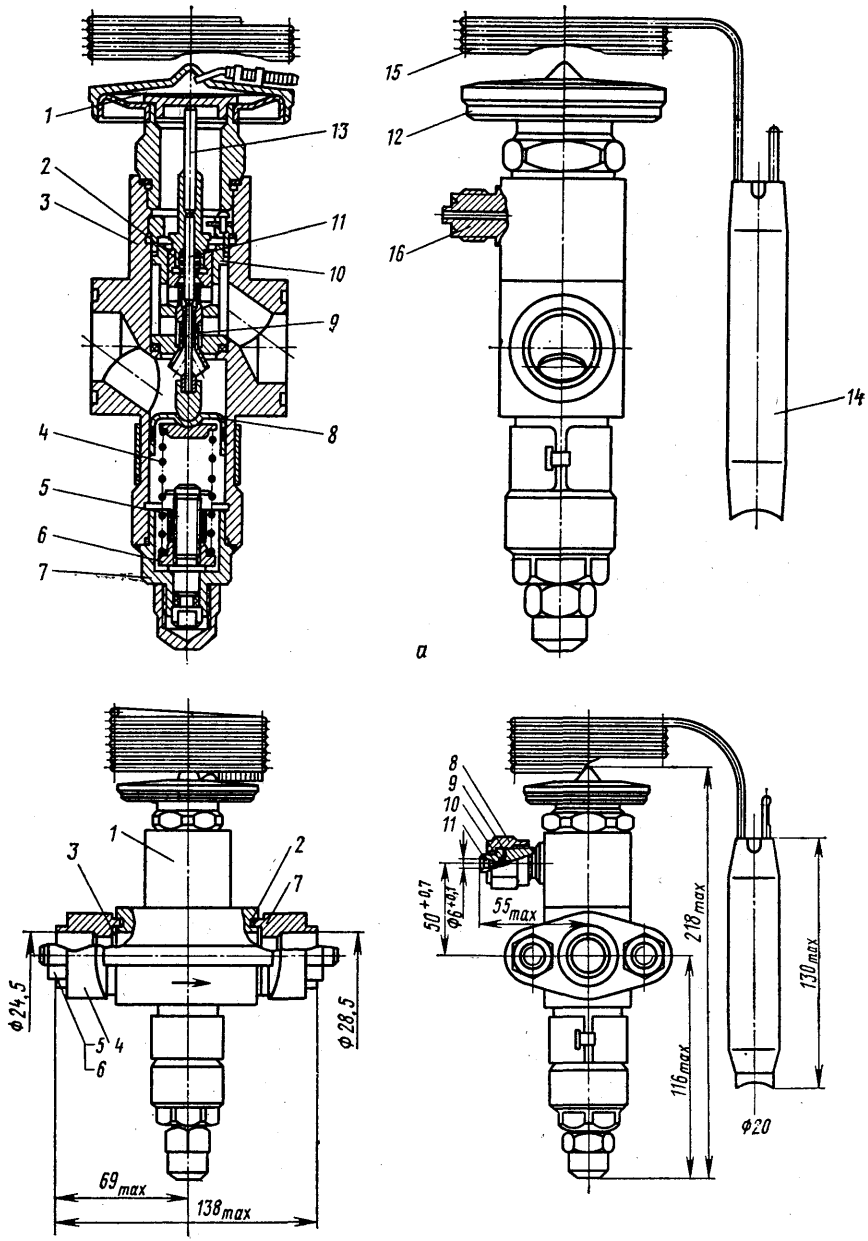


Рис. III—30. Терморегулирующий вентиль 3-й базы:

а — общий вид: *1* — мембрана; *2* — сальник штока; *3* — корпус; *4* — пружина; *5* — винт задатчика; *6* — гайка ходовая; *7* — штуцер задатчика; *8* — стакан; *9* — узел клапана; *10* — узел сопла; *11* — шток; *12* — головка; *13* — толкатель; *14* — термобаллон; *15* — капиллярная трубка; *16* — штуцер уравнительной линии
б — габаритный чертеж: *1* — ТРВ; *2* — прокладка; *3* — заглушка; *4* — фланец; *5* — гайка; *6* — стяжка; *7* — фланец; *8* — гайка; *9* — прокладка; *10* — заглушка; *11* — ниппель

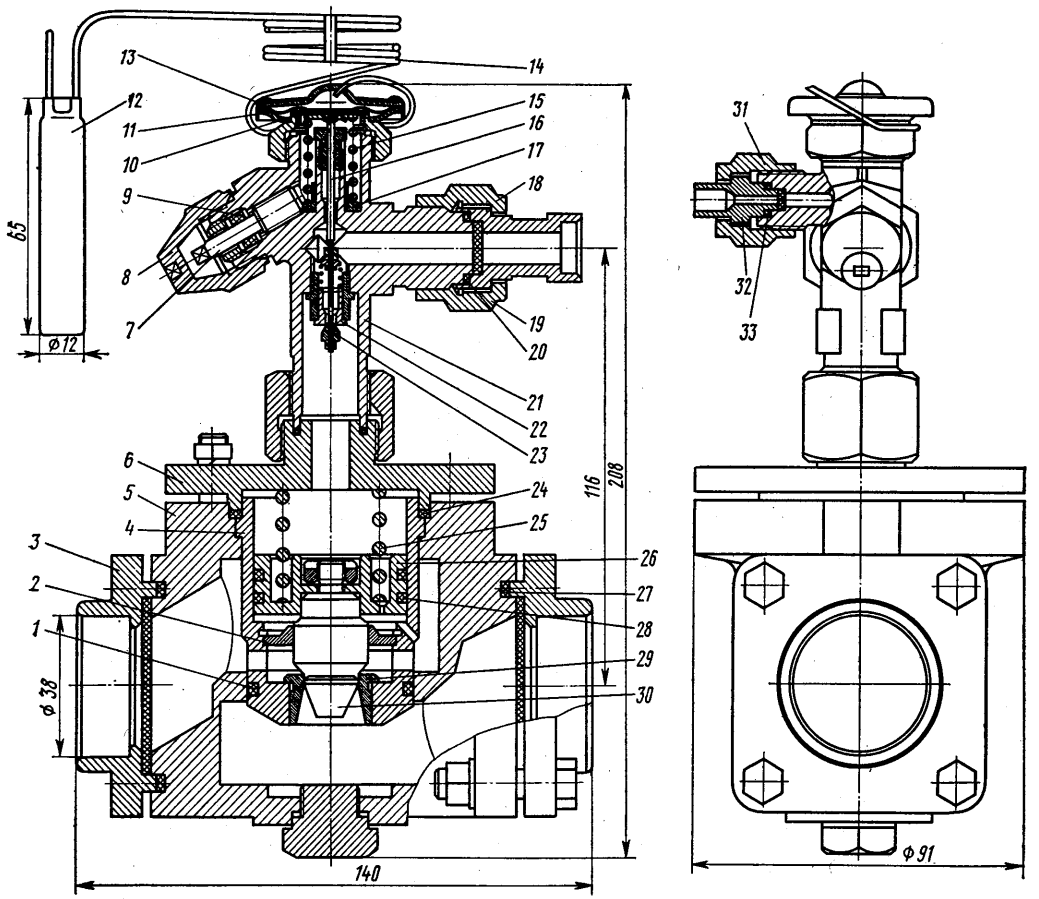


Рис. III—31. Терморегулирующий вентиль 4-й базы (пилотный):

1, 20, 24, 27 и *33* — прокладки; *2, 9* и *28* — кольца; *3* — фланец; *4* — стакан; *5* — корпус; *6* — крышка; *7* — винт ходовой; *8* — гайка колпачковая; *10* — упор; *11* — мембрана; *12* — термобаллон; *13* — коробка мембранная; *14* — трубка капиллярная; *15, 25* — пружины; *16* — шток; *17* — втулка; *18, 31* — гайки; *19, 32* — ниппели; *21* — корпус; *22* — сопло; *23, 30* — клапаны; *26* — поршень; *29* — сопло

ТРВ. При повышенной температуре давление в термосистеме вырастает настолько, что дополнительная мембрана прогибается и заплечиками наконечника захватывает верхний толкатель основной мембраны. В этом случае ТРВ превращается в регулятор, реагирующий только на изменение давления кипения, подводимого через штуцер внешнего отбора.

Все рассмотренные выше схемы относятся к ТРВ прямого действия, так как в них клапан приводится в действие непосредственно упругим чувствительным элементом.

Особо крупные ТРВ выполняют по схеме регуляторов непрямого действия (пилотные ТРВ). Они состоят из управляющего устройства, или пилота, в качестве которого используется небольшой ТРВ прямого действия, и исполнительного устройства обычно с поршневым приводом (рис. III—27, *з*).

При закрытом клапане пилота давление над и под поршнем уравнивается через калиброванное отверстие. Пружина перемещает поршень и клапан исполнительного устройства перекрывает седло. Когда клапан пилота открывается, то появляется поток холодильного агента через трубку сброса. Давление над поршнем падает приблизительно пропорционально ходу клапана пилота. К поршню прикладывается сила, направленная вверх и обеспечивающая плавное открытие клапа-

на. Такая конструкция позволяет получить ТРВ практически любой пропускной способности.

ТРВ отечественного производства подразделяются на несколько рядов, отличающихся назначением и основными параметрами (табл. III—10).

ТРВ для всех холодильных агентов, за исключением аммиака, выполняют на основе четырех унифицированных конструктивных баз:

База	Пропускная способность	Конструктивная схема
1	Малая	Рис. III-28
2	Средняя	Рис. III-29
3	Большая	Рис. III-30
4	Сверхбольшая	Рис. III-31

Номинальная пропускная способность рядов ТРВ для холодильных агентов R12, R13, R22 и R502 и распределение по конструктивным базам приведены в таблице III—11.

Обозначение ТРВ включает в себя наименование ряда и номинальную холодопроизводительность, например 22ТРВ-100.

Общий вид и габаритные размеры основных конструктивных баз приведены на рис. III—28 — III—31.

ПРИБОРЫ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ И СИГНАЛИЗАЦИИ УРОВНЯ

Преимущественное распространение в холодильной технике получили регуляторы и сигнализаторы уровня с поплавковыми преобразователями. Их применяют для поддержания уровня жидких сред в сосудах и аппаратах холодильных машин и установок путем изменения расхода этих сред.

В зависимости от выполняемой функции регуляторы уровня подразделяются на регуляторы, изменяющие расход подводимой к сосуду жидкости (регуляторы на стороне низкого давления), и регуляторы, изменяющие расход отводимой жидкости (регуляторы на стороне высокого давления).

В соответствии с этим различают две основные схемы регулирования уровня. Схему (рис. III—32, *а*) с регулятором на стороне низкого давления применяют для питания жидким холодильным агентом испарителей промежуточных сосудов и других аппаратов. Схему (рис. III—32, *б*) с регулятором на стороне высокого давления используют для удаления сконденсировавшегося холодильного агента и создания гидравлического затвора на выходе из конденсаторов, охлаждающих аппаратов после оттаивания и др.

Схемы регулирования уровня реализуют с помощью приборов с плавными и релейными характеристиками. Вариант схемы двухпозиционного регулирования с помощью реле уровня представлен на рис. III—32, *в*.

Приборы с релейными характеристиками применяют также для подачи сигналов при отклонении уровня от заданных значений и в качестве защитных приборов, отключающих компрессоры, насосы и другие аппараты при нарушениях нормальной работы.

Применяемые в холодильной технике реле уровня чаще всего выполняются на основе первичных электрических преобразователей и электронных усилителей. Первичные преобразователи могут строиться на различных принципах, однако наиболее распространены поплавковые индуктивные преобразователи. В качестве усилителей передающих преобразователей используют схемы на полупроводниковых и интегральных элементах с контактным или бесконтактным выходным устройством.

Ниже описаны наиболее распространенные отечественные реле уровня ПРУ-5М и ПРУ-5МИ, а также современная конструкция пилотного регулятора уровня фирмы «Данфосс».

Реле уровня ПРУ-5М и ПРУ-5МИ. Реле имеют аналогичное устройство, различие их состоит в конструкциях датчика, который в реле ПРУ-5МИ имеет искробезопасное исполнение. Реле состоит из первичного преобразователя (рис. III—33, *а*) и передающего преобразователя (рис. III—33, *б*), в котором смонтированы элементы схемы.

Первичным преобразователем служит поплавковый датчик, передающим — электронный блок.

Чувствительный элемент — сферический стальной поплавок, размещенный внутри камеры датчика, которая сообщена с контролируемым сосудом. Преобразование уровня в электрический сигнал в реле ПРУ-5М осуществляется с помощью катушек индуктивности, размещенных вне герметичной камеры. При повышении уровня стальной поплавок входит в поле верхней катушки, при понижении — в поле нижней катушки. Благодаря этому изменяются индуктивные сопротивления катушек. В приборах ПРУ-5МИ преобразование осуществляется дифференциально - трансформаторной схемой.

Поплавковая камера датчика выполнена из трубы, изготовленной из диамагнитной коррозиестойкой стали. Шаровой пустотелый поплавок диаметром 40 мм выдавлен и сварен из магнитно-мягкого железа толщиной 0,5 мм. К концам трубы на стяжках крепятся фланцы, приваренные к жидкостной и паровой трубкам. Индуктивные катушки первичного преобразователя размещены вне трубы в специальной матрице. Выводы от катушек припаяны к клеммам, расположенным в мат-

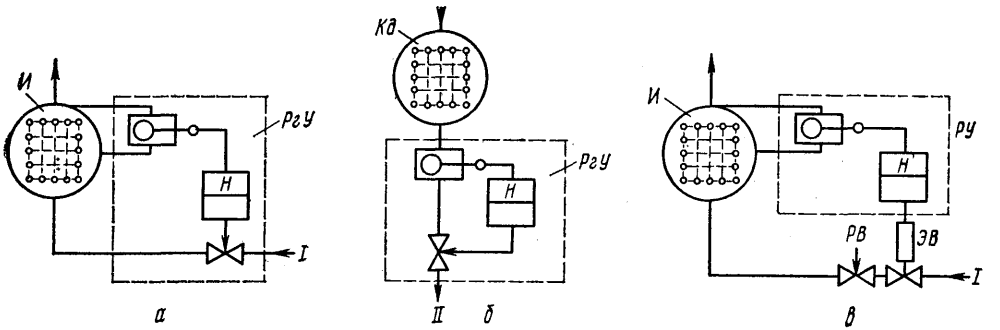


Рис. III—32. Схемы регулирования уровня:

а — с регулятором на стороне низкого давления; *б* — с регулятором на стороне высокого давления; *в* — вариант схемы с реле уровня; *I* — жидкость высокого давления; *II* — парожидкостная смесь низкого давления; *РГУ* — регулятор уровня; *РУ* — реле уровня; *ЭВ* — электромагнитный вентиль; *РВ* — ручной регулирующий вентиль

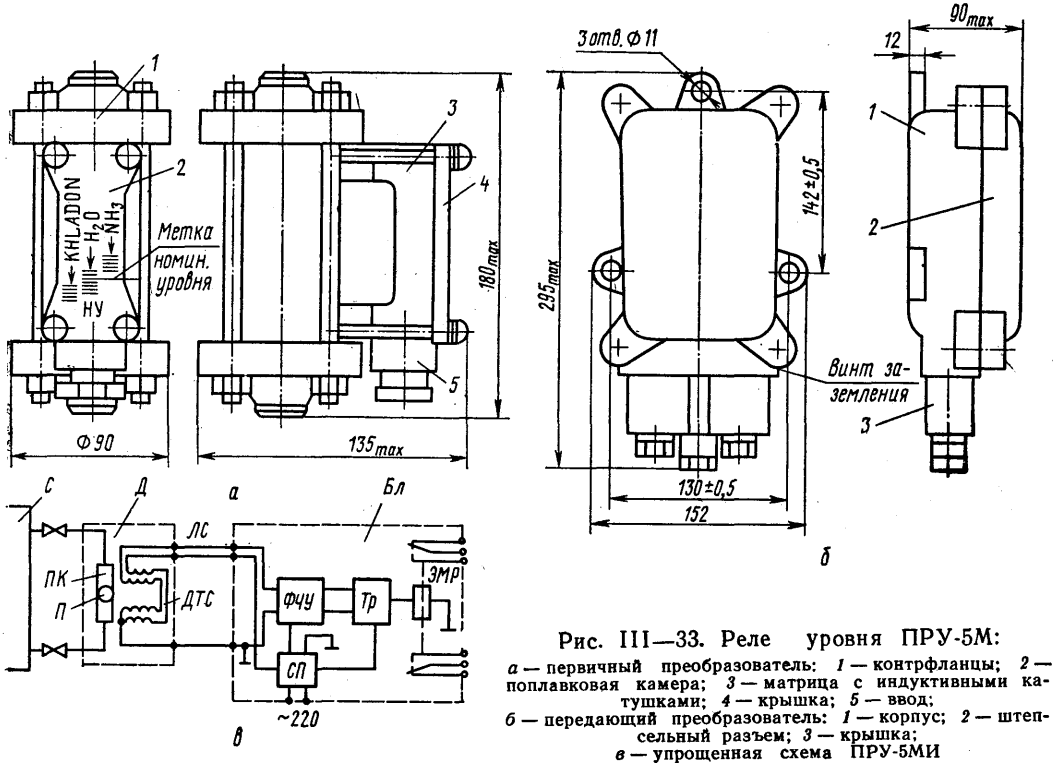


Рис. III—33. Реле уровня ПРУ-5М:

а — первичный преобразователь: *1* — контрфланцы; *2* — поплавковая камера; *3* — матрица с индуктивными катушками; *4* — крышка; *5* — ввод;
б — передающий преобразователь: *1* — корпус; *2* — штепсельный разъем; *3* — крышка;
в — упрощенная схема ПРУ-5МИ

рице. Внешние провода вводятся через уплотнительный сальник.

К сосуду или аппарату, в котором контролируется уровень жидкости, датчик присоединяется как сообщающийся сосуд.

Реле ПРУ-5М имеет исполнение ОМ5 по ГОСТ 15150 и может работать в помещениях класса В1-б. Реле ПРУ-5МИ, кроме того, имеет искрозащиту, поэтому его первичный преобразователь можно устанавливать во взрывоопасных помещениях.

Упрощенная схема реле уровня с дифференциально-трансформаторной схемой преобразования показана на рис. III—33,*в*. Первичный преобразователь (датчик) *Д* с помощью уравнительных трубопроводов и вентилей

присоединяется к сосуду *С*, в котором контролируется уровень. Электрическая схема прибора размещена в блоке *Бл* передающего преобразователя, который соединен с первичным преобразователем трехпроводной линией связи *ЛС*.

При среднем уровне жидкости поплавок *П*, находящийся в поплавковой камере *ПК*, размещается симметрично относительно катушек дифференциального трансформатора. В результате ЭДС, наводимые в катушках, равны по величине и противоположны по фазам.

При отклонении уровня на входе фазочувствительного усилителя *ФЧУ* появляется сигнал, амплитуда которого пропорциональна отклонению уровня, а фаза зависит от направления отклонения.

Если уровень повысился, то через триггер *Тр* срабатывает электромагнитное реле *ЭМР* и переключает контакты, включаемые во внешние цепи сигнализации и управления. Такое включение называется прямым. Путем перемены мест проводов линии связи от датчика к блоку можно перевести прибор в инверсное включение, при котором реле *ЭМР* будет срабатывать при понижении уровня.

Электронный блок имеет литой алюминиевый корпус с крышкой.

Корпус предназначен для настенного или щитового монтажа. Вывод проводов осуществляется через штепсельный разъем, заключенный в съемную коробку с сальниковыми выводами для трех кабелей. Внутри корпуса расположены элементы мостовой измерительной схемы и усилителя, электромагнитное реле, а также схема питания: силовой трансформатор и выпрямитель.

Техническая характеристика реле уровня ПРУ-5М

Рабочая среда	R717, R12 и R22, вода, масло, дизельное топливо
Давление рабочей среды, МПа, не более	2
Температура рабочей среды, °С	
для аммиака и фреонов	—50÷ +50
» других жидкостей	—50÷ +85
Температура окружающего воздуха, °С	
для датчика	—30÷ +50
» электронного блока	—10÷ +50
Дифференциал (регулируемый), мм	35±15
Максимальная погрешность срабатывания, мм	±5
Разрывная мощность, обеспечиваемая контактами выходного реле	
в цепи постоянного тока напряжением 220 В при индуктивной нагрузке 2 Гн без искрогашения, Вт	50
в цепи переменного тока частотой 50 Гц и напряжением до 380 В, В·А	500
Сила тока через контактную пару, А, не более	5
Параметры питания	
напряжение питания переменного тока, В	220 или 380 (согласно заказу)
колебание напряжения питания, %	От +10 до —15
частота переменного тока, Гц	50 и 60
Потребляемая от сети мощность, Вт, не более	10
Длина линии связи (кабель марки КНР 3×1,5 мм² или аналогичный) между блоком и датчиком при сопротивлении не более 20 Ом, м, не более	500
Срок службы, лет, не менее	6
Масса, кг	
блока	2,5
датчика	5,0

Пилотный регулятор уровня низкого давления фирмы «Данфосс». Он состоит из поплавкового пилотного устройства (рис. III—34,*а*) и поршневого исполнительного устройства (рис. III—34,*б*).

Пилотное устройство (см. рис. III—34,*а*) представляет собой камеру *4* с крышкой *5* и патрубками *1* и *11*. К крышке подводится трубка *6* от исполнительного устройства. Внутри камеры располагается поплавок *13*, укрепленный на рычаге *12*. При изменении положения поплавка игольчатый клапан *10* изменяет проходное сечение через седло *7*. В обвод клапана предусмотрено дополнительное дроссельное отверстие *8*, которое может перекрываться одной из трех дюз, выполненных в настроечном диске *9*. С помощью этого устройства можно в небольших пределах корректировать неравномерность регулятора.

Исполнительное устройство (см. рис. III—34) состоит из поршневого механизма и регулирующего органа. Детали исполнительного устройства смонтированы в корпусе *1*, перекрытом крышкой *5* и имеющем входной и выходной патрубки с фланцами *2* и *9*. Трубка *3* соединяет исполнительное устройство с поплавковым пилотным устройством. Регулирующий клапан *8* сочленен с поршнем *7*, внутрь которого помещена пружина *6*. Поршень имеет калиброванное отверстие, через которое жидкость заполняет полость над ним. С помощью винта *4* клапан может быть принудительно закрыт.

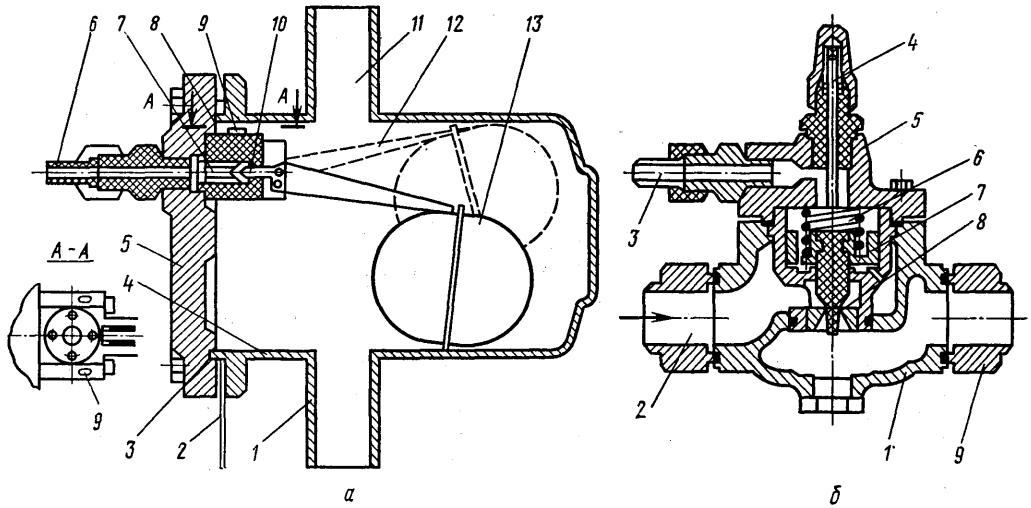


Рис. III—34. Пилотный регулятор фирмы «Данфосс» (Дания) с плавной характеристикой: *а* — поплавковое пилотное устройство; *б* — поршневое исполнительное устройство; *1, 11* — патрубки; *2* — фланец; *3* — прокладка; *4* — камера; *5* — крышка; *6* — трубка: *7* — седло; *8* — дополнительное отверстие; *9* — настроечный диск; *10* — игольчатый клапан; *12* — рычаг; *13* — поплавок

Пилотное устройство присоединяется к сосуду или аппарату по принципу сообщающегося сосуда. Исполнительное устройство устанавливается на линии подвода жидкого холодильного агента от конденсатора к испарителю.

Если уровень в аппарате и в поплавковой камере низкий, то поплавок опускается и увеличивает проход в седле игольчатого клапана; его сопротивление уменьшается, в результате чего падает давление в полости над поршнем. Сила, действующая на поршень снизу, за счет перепада давления под поршнем и над ним увеличивается. В результате поршень, преодолевая сопротивление пружины, переходит в более высокое положение, и регулирующий клапан увеличивает расход поступающей жидкости.

С помощью незначительных переделок можно на базе такого регулятора получить регулятор для стороны высокого давления.

В зависимости от пропускной способности исполнительного устройства пилотные регуляторы могут обеспечивать питание испарителей холодопроизводительностью по аммиаку примерно от 100 до 7000 кВт.

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ВЕНТИЛИ

Электромагнитный вентиль представляет собой исполнительное двухпозиционное устройство, которое открывает или закрывает проход для среды при включении или выключении тока. В большинстве схем автоматизации холодильных установок электромагнитный вентиль является основным исполнительным устройством.

В вентилях, используемых в холодильной технике, в качестве силового элемента управления используется электромагнит с разделительной трубкой из диамагнитного материала. При этом обмотка электромагнита располагается снаружи, а подвижной сердечник — внутри разделительной трубки. Такое устройство обеспечивает герметичность вентиля по отношению к внешней среде; выводить наружу подвижные элементы не требуется, и, следовательно, не возникает необходимости в сальниках и в других подвижных уплотнениях.

Различают три основные конструктивные схемы электромагнитных вентилей: прямого, непрямого и комбинированного действия. Технические характеристики вентилей приведены в табл. III—12.

Вентили прямого действия. В этих вентилях (рис. III—35, *а* и *б*) клапан приводится в движение непосредственно электромагнитом. При этом электромагнит должен развить тягу:

$$P_э = \left(\pi D_к^2/4\right) \Delta p + P_{пр},$$

где $D_к$ — диаметр уплотнений клапана; Δp — разность давлений на закрытом клапане; $P_{пр}$ — сила, развиваемая пружиной.

Требуемая тяга должна обеспечиваться при начальном зазоре между подвижным и непод-

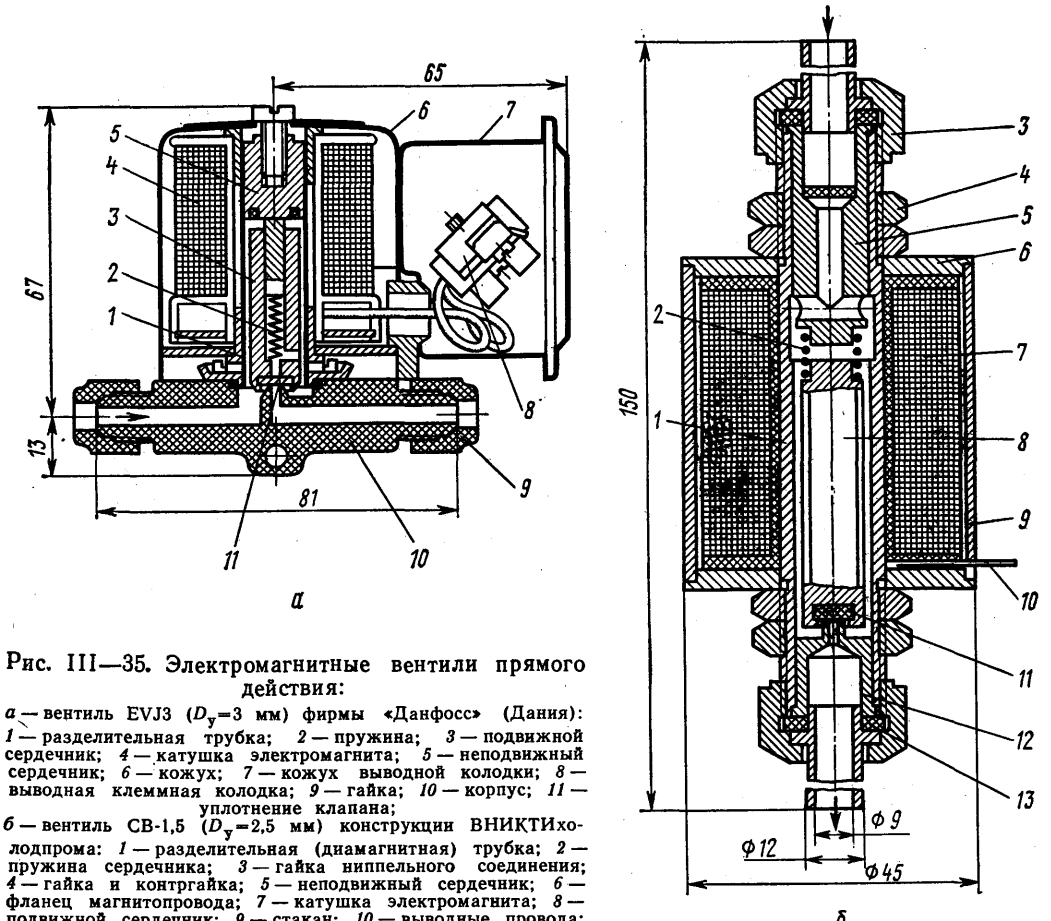


Рис. III—35. Электромагнитные вентили прямого действия:

а — вентиль EVJ3 ($D_у$=3 мм) фирмы «Данфосс» (Дания): *1* — разделительная трубка; *2* — пружина; *3* — подвижной сердечник; *4* — катушка электромагнита; *5* — неподвижный сердечник; *6* — кожух; *7* — кожух выводной колодки; *8* — выводная клеммная колодка; *9* — гайка; *10* — корпус; *11* — уплотнение клапана;

б — вентиль СВ-1,5 ($D_у$=2,5 мм) конструкции ВНИКТИхолодпрома: *1* — разделительная (диамагнитная) трубка; *2* — пружина сердечника; *3* — гайка ниппельного соединения; *4* — гайка и контргайка; *5* — неподвижный сердечник; *6* — фланец магнитопровода; *7* — катушка электромагнита; *8* — подвижной сердечник; *9* — стакан; *10* — выводные провода; *11* — шайба, уплотняющая клапан; *12* — седло клапана; *13* — резиновая шайба ниппельного соединения

вижным сердечниками, равном ходу клапана. Ход обычно принимают равным не менее четверти диаметра прохода. С ростом начального зазора тяга электромагнита резко убывает, поэтому при увеличении диаметра прохода размеры электромагнита резко возрастают. В связи с этим вентили прямого действия применяют при малых диаметрах ($D_у$ = 1—3 мм).

Вентили непрямого действия. Они имеют два клапана: основной и вспомогательный. Первый служит для управления потоком рабочей среды, второй — для управления приводом основного клапана. Привод бывает мембранным и поршневым.

Принцип действия рассматривается на примере вентиля СВМ (рис. III—36,*а*). При отключенной катушке электромагнита подвижной сердечник опущен и вспомогательный клапан перекрывает седло. Под действием собственного веса и сил упругости возвратной пружины опущен и основной клапан (давление над клапаном $p_{вх}$, а под ним $p_{вых}$). Через фильтрующую щель, образованную деталью *11* и телом основного клапана, и калиброванное отверстие рабочая среда поступает в надмембранную полость и далее — в полость вспомогательного клапана. В этих полостях устанавливается давление $p_{вх}$.

Силы, прижимающие клапаны к седлам, равны:

для вспомогательного клапана

$$P_{в.к} = (P_{вх} - P_{вых}) F_{в.к};$$

для основного

$$P_{о.к} = (p_{вх} - p_{вых}) F_{о.к},$$

Таблица III-12 *Электромагнитные*

Таблица-фигура (т/ф)	$D_у$, мм	Номер чертежа	Конструктивная схема	Назначение	Рабочая среда
13С803р	10; 15	П326227	Комбинированного действия	Общепромышленное	R12 (ж) R22 (ж) Вода
13С804р	15	П326237	То же	То же	R12 (п) R22 (п) Вода
13с810р	10; 15	Т26264	»	»	R717 (ж) R717 (п) Вода
—	10; 15	Т26401	»	Общепромышленное и судовое	R12 (ж) R22 (ж) Вода
15кч888р СВМ	25; 40; 50; 65	С326239	Непрямого действия	Общепромышленное	R12 R22 R717 Рассол Вода
—	6; 10; 15	Т26198	Комбинированного действия	Судовое	R12 (ж) R12 (п)
—	25; 40	Т26198	Непрямого действия	То же	R12 (ж) R12 (п) R22 (ж) R22 (п) R717 (ж) R717 (п)
—	6; 10; 15	Т26199	Комбинированного действия	»	R22 (ж) R22 (п)
—	10; 15	Т26200	То же	»	R717 (ж) R717 (п)

Примечание. Индекс «ж» относится к жидкому, а «п» — к парообразному холодильному агенту.

где $F_{в.к}$ и $F_{о.к}$ — площади поверхности уплотнения вспомогательного и основного клапанов.

При подаче тока электромагнит развивает тягу $P_э > P_{в.к}$ и отрывает вспомогательный клапан от седла. Рабочая среда из надмембранной полости проходит на выход из вентиля. Давление $p_{нм}$ в надмембранной полости уменьшается, в результате чего к мембране прикладывается сила, действующая вверх:

$$P_м = (p_{вх} - p_{нм}) F_{эф.м},$$

где $F_{эф.м}$ — эффективная площадь мембраны.

Основной клапан полностью открывается при условии

$$P_м > P_{о.к} + P_{пр} + k\lambda_{о.к},$$

где $P_{пр}$ — начальный натяг возвратной пружины; $k\lambda_{о.к}$ — произведение жесткости пружины на ход клапана.

Таким образом, электромагнит приводит в действие сравнительно небольшой вспомогательный клапан, в то время как основной клапан приводится в действие мембранным приводом с коэффициентом усиления $K_м = P_м/P_{в.к}$.

При прочих равных условиях $K_м$ растет с увеличением площади мембраны и с уменьшением размера входного калиброванного отверстия.

Температура, °С	Максимальное рабочее давление, МПа (кгс/см²)	Начальный перепад давлений, МПа (кгс/см²)		Материал корпуса	Напряжение питания, В	
		минимальный	максимальный		Постоянный ток	Переменный ток
—2÷+45 —20÷+50 1—45	2,3 (23)	0	2,0 (20)	ЛС-69-1	12; 24; 110; 220	127; 220; 380
—10÷+100 —20÷+60 0—45	2,3 (23)	0	2,0 (20)	Ст.3	—	220
—40÷+45 —20÷+60 2—45	2,3 (23)	0	2,0 (20)	Ст.3	12; 24; 110; 220	127; 220; 380
—2÷+45 —20÷+60 2—45	2,5 (25)	0	2,0 (20)	ЛС59-1	—	127; 220; 380; 400
—2÷+45 —20÷+45 —40÷+45 —40÷+45 —1÷+45	1,6 (16)	0,1 (1,0)	1,6 (16)	Чугун КЧ30-6	24; 110; 220	127; 220; 380; 400
—2÷+45 —20÷+60	1,8 (18)	0	1,5 (15)	Сталь 08Х18Н10Т	24; 110; 220	127; 220; 380
—2÷+45 —20÷+60 —20÷+50 —20÷+60 —45÷+40 —20÷+60	2,3 (23)	0,05 (0,5)	2,0 (20)	Сталь 08Х18Н10Т	24; 110; 220	127; 220; 380
—20÷+50 —20÷+60	2,3 (23)	0	2,0 (20)	Сталь 08Х18Н10Т	24; 110; 220	127; 220; 380
—45÷+40 —20÷+60	2,3 (23)	0	2,0 (20)	Сталь 08Х18Н10Т	24; 110; 220	127; 220; 380

Эффект усиления позволяет значительно уменьшить размеры электромагнита по сравнению с размерами электромагнита в вентилях прямого действия.

В вентилях СВМ рассмотренной конструкции седло вспомогательного клапана выполнено неподвижным. Это позволяет уменьшить размеры электромагнита, однако несколько усложняет конструкцию и технологию изготовления. В ряде зарубежных конструкций применяют подвижное седло вспомогательного клапана (рис. III—36,*б*). В этом случае начальный зазор между сердечниками несколько больше хода основного клапана.

Наряду с мембранными приводами находят применение поршневые. Принцип действия их аналогичен принципу действия исполнительных устройств пилотных регуляторов давления (см. рис. III—6).

Рассмотренные выше зависимости показывают, что для работы вентилей необходим начальный перепад давления на закрытом клапане. В зависимости от конструкции минимальное значение этого перепада находится в пределах 0,005—0,1 МПа (0,05—1 кгс/см²).

Вентили комбинированного действия. Такие вентили (рис. III—37) применяют в случаях, когда начальный перепад давлений на закрытом клапане меньше, чем требуемый перепад на вентиле непрямого действия.

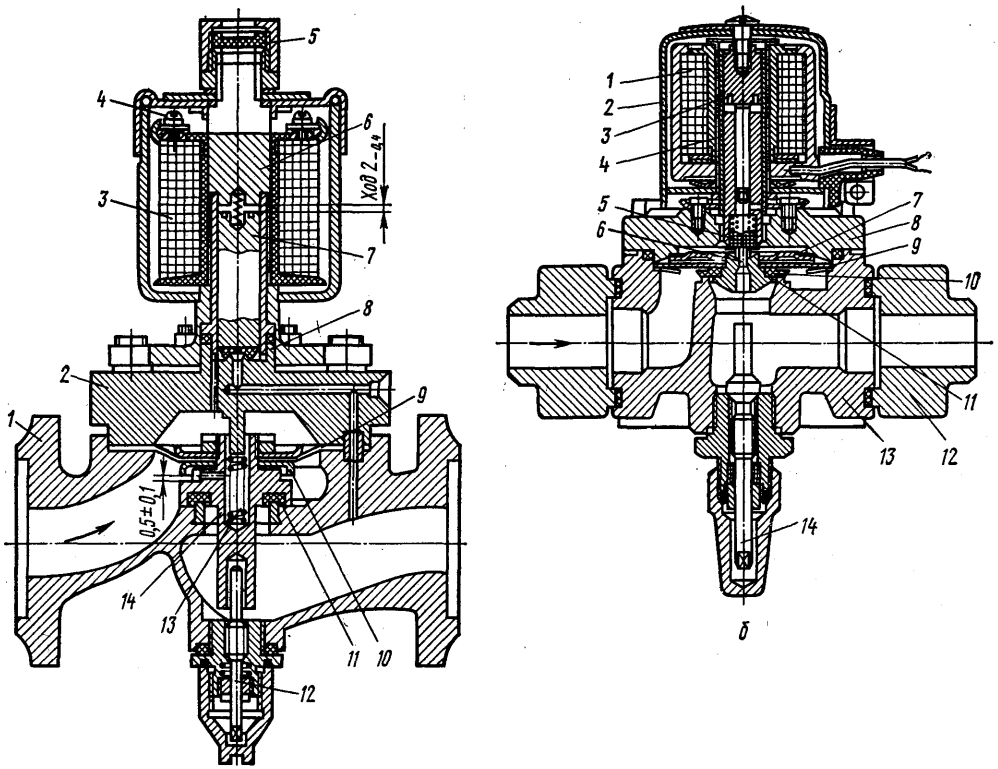


Рис. III—36. Электромагнитные вентили непрямого действия:

а — вентили с неподвижным седлом вспомогательного клапана СВМ-25 и СВМ-40: *1* — корпус; *2* — крышка корпуса; *3* — катушка электромагнита; *4* — неподвижный сердечник электромагнита; *5* — подвижной сердечник; *6* — вспомогательный клапан; *7* — мембрана; *8* — основной клапан; *9* — пружина возврата основного клапана; *10* — механизм ручного подъема основного клапана; *11* — клеммы для присоединения провода; *12* — уплотняющая букса для проводов;

б — вентили с подвижным седлом вспомогательного клапана EVJDA-15 и EVJDA-20 фирмы «Данфосс»: *1* — катушка электромагнитная; *2* — кожух; *3* — неподвижный сердечник; *4* — разделительная трубка; *5* — вспомогательный клапан; *6* — седло вспомогательного клапана; *7* — калиброванное отверстие; *8* — крышка; *9* — мембрана; *10* — основной клапан; *11* — седло основного клапана; *12* — фланец; *13* — корпус; *14* — механизм ручного подъема

По своей конструкции эти вентили отличаются от вентилей непрямого действия только узлом, связывающим подвижной сердечник электромагнита с основным клапаном. В вентиле таким узлом является тело основного клапана с заплечиками, с которым взаимодействует нижняя часть подвижного сердечника электромагнита. Эта конструкция обеспечивает открытие основного клапана при малом, в том числе и нулевом начальном перепаде давления в результате непосредственного воздействия электромагнита. При больших начальных перепадах открытие основного клапана осуществляется в результате совместного действия электромагнита и мембранного привода.

Технические характеристики электромагнитных вентилей приведены в табл. III—12.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — коэффициент пропорциональности;
C — коэффициент пропорциональности;
D — диаметр;
f — символ функциональной зависимости;
F — площадь поверхности;
G — массовый расход;
k — коэффициент пропорциональности;
k — жесткость пружины;
K — коэффициент усиления;

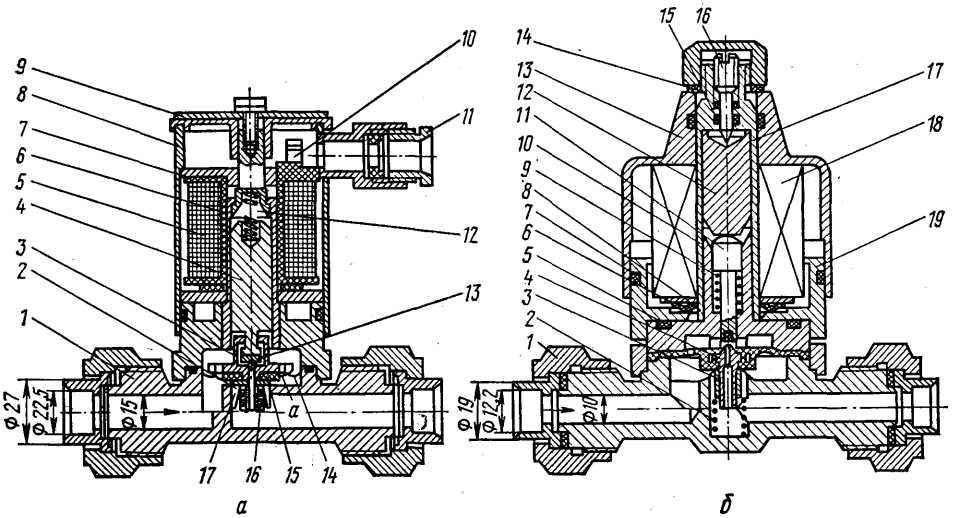


Рис. III—37. Запорные электромагнитные вентили комбинированного действия:

а — нормально закрытый: *1* — корпус; *2* — шайба; *3* — основной клапан; *4* — подвижной сердечник; *5* — катушка электромагнита; *6* — немагнитная разделительная трубка; *7* — неподвижный сердечник; *8* — кожух; *9* — крышка; *10* — присоединительная клемма; *11* — сальник ввода; *12* — пружина; *13* — вспомогательный клапан; *14* — мембрана; *15* — затвор основного клапана; *16* — гайка; *17* — направляющая;
б — нормально открытый: *1* — корпус; *2* — пружина; *3* — направляющая; *4* — седло вспомогательного клапана; *5, 7* и *15* — уплотнительные кольца; *6* — плоская пружина; *8* — шайба; *9* — пружина; *10* — неподвижный сердечник; *11* — толкатель; *12* — подвижной сердечник; *13* — кожух; *14* — прокладка; *16* — винт ручного дублера; *17* — разделительная трубка; *18* — катушка электромагнита; *19* — основание электромагнита

K_V — коэффициент условной пропускной способности;
p — давление;
P — сила;
t — температура;
x — регулирующее воздействие;
y — регулируемая величина;
δ — отклонение регулируемой величины;
Δ — усиленное значение δ;
γ — ширина зоны нечувствительности (гистерезис) элемента плавного действия;
λ — ход клапана, зона нечувствительности релейного элемента.
о.к — основной клапан;
о.с — обратное срабатывание;
п — пропорциональное, полное открытое;
п.с — прямое срабатывание;
пр — промежуточный;
пш — поршень;
с — срабатывание;
у — упругий элемент, условное значение;
э — электромагнит;
эф. м — эффективная мембрана;
m — максимальный;
w — вода;
0 — нулевой;
σ — неравномерность пропорционального регулятора;
υ — перегрев;
$\varkappa$ — зона возврата релейного элемента;
τ — время.

Индексы:

а — атмосферный;
А, Б — относящийся к значениям величин в точках *А*, *Б*;
в — высокое;
з — заданный;
в. к — вспомогательный клапан
вх — входная величина;
вых — выходная величина;
и — интегральный;
к — конечное значение, конденсация;
кл — клапан;
м — мембрана;
макс — максимальный;
н — начальное значение, низкое, нижнее;
н.м — надмембранная полость;
н.о — начало открытия;
ном — номинальное значение;
о — основной.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Вавренюк В. М., Григорьев А. С., Сапрыкина С. Н.* Терморегулирующие вентили для фреона-22. — Холодильная техника, 1975, № 4, с. 15—17.

2. *Вавренюк В. М., Григорьев А. С., Сапрыкина С. Н.* Дроссельные регуляторы давления и температуры. — Холодильная техника, 1976, № 3.

3. *Терморегулирующие* вентили малой производительности./[В. М. Вавренюк, Е.Г. Елецкий, М. Н. Коровина, С. Н. Сапрыкина]. — Холодильная техника, 1976, № 6.

4. *Ненахов В. К.* Дроссельный регулятор температуры АДТ-65. — Холодильная техника, 1976, № 11, с. 12—18.

5. *Розенфельд Ф. З., Рудаков Е. И.* Полупроводниковые реле уровня ПРУ-5М. — Холодильная техника, 1979, № 12, с. 9—11.

6. *Разумов В. Т., Вуколов В. В.* Датчики-реле температуры Т35В2. — Холодильная техника. — 1980, № 1, с. 18—20.

7. *Сапрыкина С. Н., Кальви А. Р., Новицкая Н. И.* Автоматические регуляторы температуры нагнетания. — Холодильная техника, 1977, № 1.

8. *Сапрыкина С. Н., Кладов А. И.* Датчики-реле давления и разности давлений во взрывозащищенном исполнении. — Холодильная техника, 1977, № 7.

9. *Сапрыкина С. Н., Афанасьев С. П., Кальви А. Р.* Новые терморегулирующие вентили большой производительности для R22. — Холодильная техника, 1979, № 6.

10. *Сапрыкина С. Н., Гуков И. И., Кальви А. Р.* Терморегулирующие вентили малой производительности для R502. — Холодильная техника, 1979, № 10.

11. *Сапрыкина С. Н., Фомин С. Н., Кальви А. Р.* Новые дроссельные регуляторы температуры для фреонов и аммиака. — Холодильная техника, 1981, № 3.

12. *Турецкий В. Л., Щучинский С. Х.* Клапаны с электромагнитным приводом для судовых установок. — Холодильная техника, 1972, № 7.

13. *Турецкий В. Л., Щучинский С. Х.* Малогабаритные вентили с электромагнитным приводом для холодильных машин. — Холодильная техника, 1977, № 12.

14. *Турецкий В. Л., Хвошнянский А. С.* Водорегулирующий клапан с сильфонным пневмоприводом для холодильных машин и установок. — Холодильная техника, 1978, № 2.

15. *Ужанский В. С., Каплан Л. Г., Вольская Л. С.* Холодильная автоматика. Справочник. — М.: Пищевая промышленность, 1971.— 463 с.

16. *Ужанский В. С.* Автоматические регуляторы давления для конденсаторов с воздушным охлаждением. — Холодильная техника, 1972, № 10.

17. *Ужанский В. С.* Усовершенствование дроссельных регуляторов давления прямого действия. — Холодильная техника, 1975, № 2, с. 15—17.

18. *Ужанский В. С.* Электромагнитные вентили для хладонов. — Холодильная техника, 1980, № 1, с. 19—20.

19. *Ужанский В. С.* Автоматизация воздушного конденсатора. Холодильная техника, 1980, № 11.

20. *Ужанский В. С.* Автоматизация холодильных машин и установок. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 304 с.

21. *Филиппович К. Н., Рудаков Е. И.* Термореле защиты электродвигателей ТРЭ-2.— Холодильная техника, 1977, № 10, с. 10—12.

ГЛАВА IV
ИЗМЕРЕНИЯ В ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Измерение — нахождение значения физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств. Различают прямые и косвенные измерения. При прямом измерении искомое значение величины находят непосредственно из опытных данных; при косвенном измерении искомое значение величины определяют на основании известной зависимости между этой величиной и величинами, подвергаемыми прямым измерениям.

Измерительным прибором называют средство для выработки сигнала измерительной информации в форме, доступной для непосредственного восприятия наблюдателем, мерой — средство измерения, предназначенное для воспроизведения физической величины заданного размера.

Совокупность средств измерений (измерительных преобразователей, измерительных приборов) и вспомогательных устройств, соединенных между собой каналами связи, называют измерительной системой.

В результате измерения физической величины получают приближенное ее значение, которое может несколько отличаться от истинного. Отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины называют погрешностью измерения. Различают погрешности абсолютные и относительные, случайные, систематические, грубые (см. главу V).

По точности воспроизведения физической величины все средства измерения классифицируют на эталоны, образцовые и рабочие. Передача размеров единиц осуществляется от эталонов образцовым средствам измерения, от образцовых средств измерения — рабочим. Эталоны подразделяют на первичные, вторичные, рабочие и т. д. Первичный эталон обеспечивает воспроизведение физической величины с наивысшей в стране точностью. Рабочий эталон применяется для передачи размера единицы образцовым средствам измерения или, в особых случаях, наиболее точным рабочим средствам измерений. Образцовые средства измерения служат для поверки по ним рабочих средств измерений. Рабочие средства измерений используют для измерений, не связанных с передачей размера единиц. Эталоны и эталонные установки находятся в системе метрологических служб Госстандарта. Образцовые средства измерений и поверочные установки находятся как в ведении государственных, так и ведомственных метрологических служб, имеющих право на проведение ведомственных поверок рабочих средств измерений.

Все средства измерения подлежат государственной или ведомственной поверке в сроки, установленные перечнем-приложением к ГОСТ — 8.002.71 и графиками поверок предприятий-пользователей.

Обобщенной характеристикой средств измерений является класс точности, который определяется пределами допустимых основных и дополнительных погрешностей, а также другими свойствами средств измерения, влияющими на точность. Основной считают погрешность средств измерения, используемых в нормальных условиях, дополнительной — погрешность, возникающую при отклонении одной из величин, влияющей на точность средства измерения, за пределы, характерные для нормальных условий его применения. Класс точности устанавливают в стандартах на отдельные виды средств измерений.

В зависимости от конструкции приборов их отсчетные устройства выполняют в виде шкалы и указателя (в показывающих приборах), записывающего устройства с диаграммной бумагой (в самопишущих приборах), счетного механизма (в интегрирующих приборах). Пределами шкалы прибора называют крайние оцифрованные значения измеряемой величины, ценой деления шкалы — разность значений величин, соответствующих двум соседним отметкам шкалы. Отношение изменения сигнала на выходе измерительного прибора к вызывающему его изменению измеряемой величины называют чувствительностью прибора.

При проведении исследований и испытаний холодильного оборудования, а также в процессе его эксплуатации осуществляют измерения температуры, давления, влажности, расхода, мощности, частоты вращения, напряжения и других механических и электрических величин, которые являются параметрами или характеристиками процессов (оборудования). Измерения проводят как в стабилизированных, так и в нестабилизированных режимах.

Для проведения измерений могут быть использованы стандартные измерительные приборы различных классов точности. В тех случаях, когда по тем или иным причинам стандартные измерительные приборы не позволяют осуществить необходимые измерения, используют нестандартизированные измерительные системы и методы измерений.

К таким случаям можно отнести измерение быстроменяющихся параметров в рабочих полостях холодильных машин, измерение крутящего момента на валу компрессора, частоты вращения и др.

К измерительным приборам при эксплуатации их в холодильной промышленности предъявляют особые требования. На холодильные машины должны устанавливаться приборы в вибротряскопрочном исполнении. Манометры и различные термочувствительные элементы, имеющие непосредственный контакт с аммиаком, должны быть выполнены из металлов, не подвергающихся разрушению под действием жидкого или парообразного аммиака. Вторичные измерительные приборы (логометры, электронные мосты, потенциометры и др.) должны устанавливаться в специальных помещениях, гарантированных от попадания в них паров аммиака. При монтаже измерительных приборов следует обращать особое внимание на то, чтобы обслуживать их было удобно как при эксплуатации, так и при ремонте.

ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ

Температуру измеряют с помощью устройств, принцип действия которых основан на использовании термометрических свойств жидкостей, газов и твердых тел: тепловое расширение; изменение давления, электрического сопротивления и термо-ЭДС.

На использовании эффекта теплового расширения построена работа стеклянных жидкостных термометров. Принцип изменения давления жидкости, газа или пара в замкнутом объеме в зависимости от изменения температуры положен в основу конструкции манометрических термометров. Приборы подобного типа не получили широкого применения в холодильной технике из-за низкого класса точности (от 1 до 4), незначительной длины дистанционного капилляра (от 1,6 до 4,0 м) и больших габаритных размеров.

Для дистанционного централизованного измерения температуры наиболее перспективными являются термопреобразователи сопротивления и термоэлектрические преобразователи, которые работают в комплекте с измерительными приборами различных классов точности. Погрешность измерения таких приборов составляет от ±0,25 до ±1%. Дистанционность определяется сопротивлением линий связи и может достигать 100 м и более. Кроме того, сигналы на выходе термопреобразователя сопротивления и термоэлектрического преобразователя могут быть унифицированы, что позволяет применять стандартные вторичные приборы с унифицированным входом.

Термопреобразователи сопротивления. Принцип действия термопреобразователей сопротивления основан на использовании зависимости электрического сопротивления от температуры:

$$R_t = R_0 (1 + \alpha t), \qquad \text{(IV—1)}$$

где R_0 и R_t — сопротивления термопреобразователя соответственно при 0° С и измеряемой температуре t; α — температурный коэффициент сопротивления.

Термопреобразователи могут быть металлическими и полупроводниковыми. Металлические термопреобразователи сопротивления изготовляют из проволоки, намотанной на каркас или на изолированные выводы и вложенной в защитный кожух. Проволока может быть медной и платиновой. В зависимости от этого различают медные (ТСМ) и платиновые (ТСП) термопреобразователи сопротивления. Выпускают термопреобразователи нескольких градуировок, которые различаются номинальным значением R_0: ТСМ имеют градуировки 23 и 100 М (R_0 составляет соответственно 53 и 100 Ом); ТСП — градуировки 21 и 100П (R_0 составляет соответственно 46 и 100 Ом).

Термопреобразователи сопротивления ТСМ и ТСП выпускаются промышленностью для измерения температур в диапазоне от —260 до +750° С.

Наиболее важными характеристиками термопреобразователей сопротивления являются класс точности и инерционность.

Медные термопреобразователи сопротивления выпускаются II и III классов точности, платиновые — I и II классов.

Допустимые отклонения некоторых параметров от номинальных значений приведены ниже:

	R_0, %	R_{100}/R_0
Класс I	±0,05	±0,0007
» II	±0,1	±0,001
» III	±0,1	±0,002

Примечание. R_0 и R_{100} — сопротивления соответственно при 0 и 100 °С

Под инерционностью термопреобразователей понимают время вхождения преобразователя в класс точности при изменении входного сигнала скачком от 0 до 100%. Инерционность стандартных термопреобразователей (от нескольких секунд до нескольких минут) указывается в паспортных данных.

Таблица IV-1 *Градуировочная таблица медного термопреобразователя сопротивления ($R_0 = 53$ Ом; градуировка 23)*

Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом
—50	41,74	—10	50,75	30,00	59,76	70,00	68,77	110,00	77,78
—45	42,86	—5	51,87	35,00	60,88	75,00	69,99	115,00	78,90
—40	43,99	0	53,00	40,00	62,01	80,00	71,02	120,00	80,03
—35	45,12	5	54,13	45,00	63,14	85,00	72,15	125,00	81,16
—30	46,24	10	55,25	50,00	64,26	90,00	73,27	130,00	82,28
—25	47,37	15	56,38	55,00	65,39	95,00	74,40	135,00	83,41
—20	48,50	20	57,50	60,00	66,52	100,00	75,53	140,00	84,54
—15	49,62	25	58,63	65,00	67,64	105,00	76,65	145,00	85,66
								150,00	86,79

Таблица IV-2 *Градуировочная таблица платинового термопреобразователя сопротивления ($R_0 = 46$ Ом; градуировка 21)*

Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом
—150	17,99	—55	35,92	40	53,22	135	70,03	230	86,35
—145	18,96	—50	36,85	45	54,12	140	70,90	235	87,20
—140	19,92	—45	37,77	50	55,01	145	71,77	240	88,04
—135	20,88	—40	38,69	55	55,91	150	72,64	245	88,88
—130	21,84	—35	39,61	60	56,80	155	73,51	250	89,73
—125	22,79	—30	40,53	65	57,69	160	74,38	255	90,57
—120	23,75	—25	41,44	70	58,58	165	75,24	560	91,40
—115	24,70	—20	42,36	75	59,47	170	76,10	265	92,24
—110	25,64	—15	43,27	80	60,36	175	76,96	270	93,08
—105	26,63	—10	44,18	85	61,24	180	77,82	275	93,91
—100	27,53	— 5	45,09	90	62,13	185	78,68	280	94,75
—95	28,47	0	46,00	95	63,01	190	79,54	285	95,58
—90	29,41	5	46,91	100	63,89	195	80,39	290	96,41
—85	30,35	10	47,81	105	64,77	200	81,25	295	97,24
—80	31,28	15	48,72	110	65,65	205	82,10	300	98,07
—75	32,21	20	49,62	115	66,53	210	82,96		
—70	33,14	25	50,52	120	67,41	215	83,81		
—65	34,07	30	51,42	125	68,28	220	84,66		
—60	35,00	35	52,32	130	69,16	225	85,50		

Примечание. Платина марки «Экстра».

Значения электрического сопротивления термопреобразователей при различных температурах приведены в табл. IV—1, IV—2, IV—3.

По конструкции различают погружные термопреобразователи и термопреобразователи в воздушном исполнении.

Погружные термопреобразователи сопротивления используют для измерения температуры жидких и газообразных сред. Платиновые термопреобразователи сопротивления выпускают в двух модификациях — одинарными и двойными (по числу вмонтированных в арматуру чувствительных элементов, каждый из которых имеет свою пару зажимов в головке). Двойные термопреобразователи сопротивления предназначены для работы с двумя вторичными преобразователями.

Таблица IV-3 *Градуировочная таблица платинового термопреобразователя сопротивления (R_0=100 Ом; градуировка 100П)*

Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом	Температура, °С	Сопротивление, Ом
—150	39,12	—60	76,08	30	111,79	120	146,54	210	180,34
—145	41,21	—55	78,10	35	113,75	125	148,44	215	182,19
—140	43,31	—50	80,10	40	115,70	130	150,34	220	184,04
—135	45,40	—45	82,11	45	117,65	135	152,24	225	185,88
—130	47,48	—40	84,11	50	119,60	140	154,13	230	187,72
—125	49,55	—35	86,11	55	121,54	145	156,02	235	189,56
—120	51,62	—30	88,10	60	123,48	150	157,91	240	191,39
—115	53,69	—25	90,09	65	125,42	155	159,80	245	193,23
—110	55,75	—20	92,08	70	127,35	160	161,68	250	195,06
—105	57,90	—15	94,06	75	129,28	165	163,56	255	196,88
—100	59,85	—10	96,05	80	131,21	170	165,43	260	198,71
—95	61,89	—5	98,02	85	133,14	175	167,31	265	200,53
—90	63,93	0	100,00	90	135,06	180	169,18	270	202,34
—85	65,97	5	101,97	95	136,98	185	171,04	275	204,16
—80	68,00	10	103,94	100	138,90	190	172,91	280	205,97
—75	70,03	15	105,91	105	140,81	195	174,77	285	207,70
—70	72,05	20	107,87	110	142,73	200	176,63	290	209,59
—65	74,07	25	109,83	115	144,63	205	178,49	295	211,39
								300	213,19

Примечание. Платина марки «Экстра».

Медные термопреобразователи сопротивления выпускают только одинарными. В настоящее время погружные термопреобразователи сопротивления унифицированы и подразделяются на типы: ТСП-5071 и ТСМ-5071. Основные технические характеристики погружных термопреобразователей сопротивления, рекомендуемых к применению в холодильной технике, приведены в табл. IV—4 и IV—5.

Таблица IV-4 *Медные термопреобразователи сопротивления типа ТСМ-5071*

Обозначение варианта		Монтажная длина, мм
градуировка 23	градуировка 100М	
310-02	310-03	120
310-12	310-13	160
310-22	310-23	200
310-32	310-33	250
310-42	310-43	320
310-52	310-53	400
310-62	310-63	500
310-72	310-73	630
310-82	310-83	800
310-92	310-93	1000

Примечание. Термопребразователи сопротивления имеют пределы измерения от —50 до +150°С. Защитная арматура выполнена из стали 08Х13. Инерционность 40 с.

Для измерения температуры сред с различными давлениями используют термопреобразователи сопротивления исполнений I, II или III. Исполнение I предназначено для сред с низким давлением (до 0,25 МПа). Исполнение II — для давления до 25 МПа, исполнение III — до 50 МПа. Термопреобразователи исполнений II и III имеют защитную гильзу.

Поверхностные термопреобразователи в холодильной технике могут быть использованы для измерения температуры подшипников. Платиновые термопреобразователи типа ТСП-309М — малоинерционные, устойчивые к механическим воздействиям (пределы измерения от —10 до +100° С, градуировка 21).

Медные термопреобразователи сопротивления в воздушном исполнении типа ТСМ-6114 имеют предел измерения от —50 до +100°С (градуировка 23).

В качестве образцовых приборов используют платиновые малогабаритные термопреобразователи сопротивления типа ПТС-10 в комплекте с низкоомными потенциометрами классов точности от 0,002 до 0,005.

Зависимость сопротивления платинового термопреобразователя сопротивления от температуры нелинейная и имеет вид:

Таблица IV-5 *Платиновые термопреобразователи сопротивления типа ТСП-5071*

Пределы измерения, °С	Обозначение варианта		Монтажная длина, мм
	градуировка 21	градуировка 100П	
От —50 до +600	5Ц2.821.300-00	5Ц2.821.300-01	320
	5Ц2.821.300-10	5Ц2.821.300-11	500
	5Ц2.821.300-20	5Ц2.821.300-21	800
	5Ц2.821.300-30	5Ц2.821.300-31	1000
	5Ц2.821.300-40	5Ц2.821.300-41	1250
	5Ц2.821.300-50	5Ц2.821.300-51	1600
	5Ц2.821.300-60	5Ц2.821.300-61	2000
От —200 до +600	5Ц2.821.300-04	5Ц2.821.300-05	320
	5Ц2.821.300-14	5Ц2.821.300-15	500
	5Ц2.821.300-24	5Ц2.821.300-25	800
	5Ц2.821.300-34	5Ц2.821.300-35	1000
	5Ц2.821.300-44	5Ц2.821.300-45	1250
	5Ц2.821.300-54	5Ц2.821.300-55	1600
	5Ц2.821.300-64	5Ц2.821.300-65	2000
От —50 до +600	5Ц2.821.310-00	5Ц2.821.310-01	120
	5Ц2.821.310-10	5Ц2.821.310-11	160
	5Ц2.821.310-20	5Ц2.821.310-21	200
	5Ц2.821.310-30	5Ц2.821.310-31	250
	5Ц2.821.310-40	5Ц2.821.310-41	320
От —50 до +600	5Ц2.821.310-50	5Ц2.821.310-51	400
	5Ц2.821.310-60	5Ц2.821.310-61	500
	5Ц2.821.310-70	5Ц2.821.310-71	630
	5Ц2.821.310-80	5Ц2.821.310-81	800
	5Ц2.821.310-90	5Ц2.821.310-91	1000
	5Ц2.821.312-00	5Ц2.821.312-01	1250
	5Ц2.821.312-10	5Ц2.821.312-11	1600
	5Ц2.821.312-20	5Ц2.821.312-21	2000

Примечание. Защитная арматура термопреобразователей сопротивления, имеющих обозначения 5Ц2.821.300-00÷60 и 5Ц2.821.310-00÷90-312-00÷20, выполнена из стали 08Х13; термопреобразователей сопротивления, имеющих обозначения 5Ц2.821.300-04÷64, из стали 12Х18Н10Т. Инерционность термопреобразователей не более 40 с.

в интервале температур от 0 до 600° С

$$R_t = R_0 (1 + At + Bt^2); \qquad \text{(IV—2)}$$

в интервале температур от 0 до —180° С

$$R_t = R_0 [1 + At + Bt^2 + C (t - 100)^3], \qquad \text{(IV—3)}$$

где R_t — сопротивление при температуре t; R_0 — сопротивление при 0° С; A, B, C — величины, постоянные для данного типа термопреобразователей сопротивления (значения их приведены в свидетельстве или в паспорте).

Обычно выполняют большое количество измерений, поэтому для расчета температур по формулам (IV—2) и (IV—3) рекомендуется использовать ЭВМ. Платиновые образцовые термопреобразователи сопротивления характеризуются высокой стабильностью. Погрешность от нестабильности платинового термопреобразователя составляет несколько тысячных долей процента.

Полупроводниковые термопреобразователи (терморезисторы в зависимости от их типов могут иметь пределы измерения от —100 до +300° С. Температурный коэффициент сопротивления терморезисторов почти на порядок выше, чем у металлических. Обладая высоким удельным сопротивлением, терморезисторы могут иметь небольшие размеры (до 1 мм) при большом номинальном сопротивлении (до 1 МОм); а следовательно, и малую инерционность. К недостаткам терморезисторов относятся плохая воспроизводимость характеристик (большой разброс параметров по отношению к номинальным) и нелинейный характер зависимости $R = Ae^{B/T}$, где R — сопротивление терморезистора; A и B — коэффициенты; T — температура, К. Это затрудняет взаимозаменяемость преобразователей и приводит к необходимости индивидуальной градуировки их вто-

ричных преобразователей. Такие приборы находят ограниченное применение.

Полупроводниковый термопреобразователь в комплекте с неравновесным электрическим мостом, в который включен измеритель — микроамперметр, используется в переносном измерителе температуры ПИТ-2. Прибор ПИТ-2 имеет две измерительные шкалы от —30 до 0 и от 0 до 30° С. Для использования по мере надобности любой из этих двух шкал предусмотрен переключатель полярности. Источником питания мостовой схемы ПИТ-2 служит элемент типа 373.

Термоэлектрические преобразователи. Принцип действия термоэлектрического преобразователя основан на том, что в замкнутой цепи, состоящей из двух различных проводников (термопары), спаи которых находятся при различных температурах, возникает электрический ток. Вторичный преобразователь (измерительный прибор) обычно подключают к разомкнутым свободным концам проводников термоэлектрического преобразователя или помещают в разрыве между частями одного из проводников.

Спай термопары, помещенный в среду, температуру которой определяют, называется рабочим, а другой спай — свободным. Как правило, измеряют не силу тока, а разность потенциалов рабочего и свободного спаев. Температуру свободного спая поддерживают постоянной.

Вторичный преобразователь имеет шкалу, градуированную в милливольтах или градусах международной практической температурной шкалы.

Для измерения температуры в пределах от —200 до +900° в производственных условиях применяют стандартные рабочие термопреобразователи с металлическими термоэлектродами (табл. IV—6).

По конструкции различают погружные и поверхностные термоэлектрические преобразователи.

Тип градуировки зависит от материала термоэлектродов. Наиболее распространены хромель-копелевые и хромель-алюмелевые термоэлектрические преобразователи градуировок соответственно ХК и ХА.

Погружные термоэлектрические преобразователи, предназначенные для измерения температуры газообразных и жидких сред, унифицированы. Основные типы, применяемые в холодильной технике, ТХА-0515 и ТХК-0515. Технические данные ТХА-0515 и ТХК-0515 приведены в табл. IV—6.

Поверхностные термоэлектрические преобразователи изготовляют из медных, железных, копелевых и константановых термоэлектродов, имеющих форму ленты. Для предохранения от механических повреждений и загрязнений термоэлектроды часто помещают в защитную арматуру. Серийно выпускают поверхностные термоэлектрические преобразователи только для измерения положительных температур в пределах от 0 до 750° С.

Вторичные преобразователи термопреобразователей сопротивления и термоэлектрических преобразователей. В качестве вторичных преобразователей, предназначенных для работы в комплекте с термопреобразователями сопротивления и с термоэлектрическими преобразователями, используют логометры, автоматические электронные мосты и автоматические потенциометры.

Технические характеристики логометров, автоматических потенциометров и автоматических электронных мостов, используемых в холодильной технике, приведены в табл. IV—7.

Если вторичные преобразователи устанавливают непосредственно в компрессорном или аппаратном цехах холодильников, они должны иметь защищенность не менее 1Р44, т. е. по взрывозащищенности соответствовать требованиям к помещениям класса В-1б. Вторичные преобразователи, имеющие защищенность менее 1Р44, располагают в помещении, изолированном от компрессорного (аппаратного) цехов.

Логометры и автоматические мосты предназначены для работы с термопреобразователями сопротивления. Логометры совместно с группой термопреобразователей сопротивления и многоточечным переключателем можно использовать для измерения температуры в камерах холодильников. Потенциометры используют для работы с термоэлектрическими преобразователями.

Жидкостные стеклянные термометры. В стеклянных термометрах в качество наполнителя применяют ртуть, петролейный эфир и др. Ртутные стеклянные термометры различной формы могут быть разделены на два основных типа: с вложенной шкалой и палочные.

Лабораторные ртутные термометры ТЛ-4 и ТЛ-8 выпускают в виде комплектов. Комплекты ТЛ-4 и ТЛ-8 включают стеклянные ртутные термометры с вложенной шкалой, на которую нанесены деления.

В комплект ТЛ-4 входят четыре термометра со шкалами по 50°С: от —30 ÷ +20 до 100 — 150°С и ценой деления шкал 0,1°С; в комплект ТЛ-8 — восемь термометров со шкалами по 50°С (от —30 ÷ +20°С до 300—350°С).

Такие термометры используют в основном для поверки показаний термопреобразователей сопротивления и их вторичных преобразователей. (один раз в год они должны быть в свою очередь проверены как образцовые органами Госнадзора Госстандарта). Их можно

Таблица IV-6 *Термоэлектрические преобразователи*

Тип	Градуировка	Обозначение	Монтажная длина, мм	Примечание
ТХК-151	ХК	5Э2.821.056-11	320	Предел измерения от —50 до +600°С. Преобразователи этого типа выпускают без защитной арматуры
		5Э2.821.056-12	400	
		5Э2.821.056-13	500	
		5Э2.821.056-14	630	
		5Э2.821.056-15	800	
		5Э2.821.056-16	1000	
		5Э2.821.056-17	1250	
		5Э2.821.056-18	1600	
		5Э2.821.056-19	2000	
		5Э2.821.056-20	2500	
		5Э2.821.056-21	3150	
ТХК-0515	ХК	5Ц2.821.710-01	120	Пределы измерения от —50 до +600°С. Защитная арматура преобразователя из стали 08Х13
		5Ц2.821.710-11	160	
		5Ц2.821.710-21	200	
		5Ц2.821.710-31	250	
		5Ц2.821.710-41	360	
		5Ц2.821.710-51	400	
		5Ц2.821.710-61	500	
		5Ц2.821.710-71	630	
		5Ц2.821.710-81	800	
		5Ц2.821.710-91	1000	
ТХК-0515	ХК	5Ц2.821.700-03	320	Пределы измерения от —50 до +600°С. Защитная арматура из стали 12Х18Н10Т
		5Ц2.821.700-13	500	
		5Ц2.821.700-23	800	
		5Ц2.821.700-33	1000	
		5Ц2.821.700-43	1250	
		5Ц2.821.700-53	1600	
		5Ц2.821.700-63	2000	
ТХК-0515	ХК	5Ц2.821.700-06	320	Пределы измерения от —50 до +600°С. Преобразователь двойной. Защитная арматура из стали 08Х13
		5Ц2.821.700-16	500	
		5Ц2.821.700-26	800	
		5Ц2.821.700-36	1000	
		5Ц2.821.700-46	1250	
		5Ц2.821.700-56	1600	
		5Ц2.821.700-66	2000	
ТХА-0515	ХА	5Ц2.821.700-10	320	Пределы измерения от —50 до +600°С. Защитная арматура из стали 08Х13. Виброустойчивый
		5Ц2.821.700-20	500	
		5Ц2.821.700-30	800	
		5Ц2.821.700-40	1000	
		5Ц2.821.700-50	1250	
		5Ц2.821.700-60	2000	
ТХА-0515	ХА	5Ц2.821.700-02	320	Пределы измерения от —50°С до +600°С. Виброустойчивый, водозащищенный. Защитная арматура из стали 12Х18Н10Т
		5Ц2.821.700-12	500	
		5Ц2.821.700-22	800	
		5Ц2.821.700-32	1000	
		5Ц2.821.700-42	1250	
ТХА-0515	ХА	5Ц2.821.700-52	1600	То же
		5Ц2.821.700-62	2000	

Продолжение

Тип	Градуировка	Обозначение	Монтажная длина, мм	Примечание
ТХА-0515	ХА	5Ц2.821.700-04	320	Пределы измерения от — 50 до +900°С. Виброустойчивый, водозащищенный. Защитная арматура из стали 08Х20Н14С2
		5Ц2.821.700-14	500	
		5Ц2.821.700-24	800	
		5Ц2.821.700-34	1000	
		5Ц2.821.700-44	1250	
		5Ц2.821.700-54	1600	
		5Ц2.821.700-64	2000	

Таблица IV-7 *Стандартные вторичные преобразователи*

Наименование	Тип	Класс точности	Пределы измерения, °С	Градуировка	Количество точек измерения
Логометр [1]	Л-64И	1,5	По ГОСТ 9736 — 80	21; 100П 23; 100М	1
Логометр	Щ69002	2,0	По ГОСТ 9736—80	23; 100М 21; 100П	
Уравновешенный показывающий и самопишущий мост	КСМ-1	1,0	—200÷+600 —50÷+180	21; 100П 23; 100М	1; 6
То же, потенциометр	КСП-1	1,0	—50÷+800 0—1300	ХК ХА	
Мост автоматический следящего уравновешивания для измерения и записи температуры	КСМ-2	0,5	—200÷+600 —50÷+180	21; 100П 23; 100М	1; 3; 6; 12
То же, потенциометр	КСМ-4	0,5	—50÷+800 0—1300	ХК ХА	
Мост автоматический следящего уравновешивания для измерения и записи температуры		0,5	—200÷+600 —50÷+180	21; 100П 23; 100М	
То же, потенциометр	КСП-4	0,5	—50÷+800 0—1300	ХК ХА	

[1] В искробезопасном исполнении.

применять и для измерений при исследованиях в лаборатории.

Для измерения температур от —100 до +20°С рекомендуются термометры ТЛ-15 с ценой деления 1°С (длина 400 мм); наполнителем для этого термометра служит петролейный эфир.

В некоторых случаях эпизодически необходимо измерить температуры (с небольшой точностью) в различных объектах холодильной установки. Для этой цели целесообразно иметь на холодильнике набор технических стеклянных термометров типов П-2 (прямые) и У-2 (угловые). Набор состоит из 11 ртутных термометров со шкалами от —35 ÷ +500°С (—35 ÷ +50; 0—50; 0—150 и т. д.). Цена деления шкал термометров от 0,5 до 5°С. Эти термометры имеют ножку, которую при измерении температуры удобно вставлять в гильзы, вваренные в трубы или в сосуды холодильных установок, покрытые теплой изоляцией.

ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ

Приборы для измерения давления классифицируют по двум основным признакам: количественному значению измеряемого давления и принципу действия.

В зависимости от количественного значения измеряемого давления различают: манометры для измерения избыточного давления; вакуумметры для измерения остаточного давления разреженных газов; мановакуумметры для измерения избыточного давления и остаточного давления; дифференциальные манометры (дифманометры) для измерения разности давлений.

По принципу действия приборы для измерения давления делят на три основные группы: деформационные, поршневые и жидкостные. Кроме того, находят применение приборы, действие которых основано на изменении физических свойств различных веществ под действием давления.

Принцип действия деформационных приборов для измерения давления основан на измерении деформации упругих элементов (трубчатые пружины, мембраны, сильфоны и др.), вызываемой действием на них измеряемого давления (разрежения).

В поршневых манометрах измеряемое давление уравновешивается нагрузкой на поршень, перемещаемый в цилиндре, заполненном маслом. Поршневые манометры используют в основном как образцовые.

В жидкостных манометрах измеряемое давление уравновешивается давлением столба рабочей жидкости соответствующей высоты.

По способу выдачи сигналов различают показывающие и самопишущие приборы для измерения давления.

Пружинные показывающие манометры. В манометрах и мановакуумметрах для аммиака используют в качестве чувствительного элемента стальную одновитковую трубчатую пружину (аммиак агрессивен к цветным металлам), для других рабочих веществ (фреоны, вода, масло) — латунную.

Технические данные пружинных манометров, мановакуумметров и вакуумметров приведены в табл. IV—8.

Кроме приведенных в табл. IV—8 выпускают пружинные показывающие манометры, мановакуумметры и вакуумметры (ВП4-У1, МП4—У1, МВП4-У1), предназначенные для измерения избыточного и остаточного давления неагрессивных газов, паров и жидкостей. Некоторые модификации этих приборов имеют устройства для выдачи электрических сигналов. Электрические сигналы — стандартные для систем ГСП. Для измерения избыточного давления аммиака (жидкого, газообразного и водоаммиачных смесей) применяют пружинные взрывозащищенные манометры МП-Э1-В4 и МП-Э2-В4. Верхние пределы измерения: 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10 МПа (6; 10; 25; 40; 60; 100 кгс/см^2). Класс точности 0,6 и 1.

Дифференциальные мембранные манометры. Принцип действия дифференциального мембранного манометра основан на преобразовании разности давлений, воспринимаемой мембраной в изменение индуктивности электромагнитных катушек, связанных с дифференциально-трансформаторной системой вторичных преобразователей.

Дифманометры типа ДМ 3583М работают в комплекте со вторичными преобразователями типов КСД2, КСД3 (табл. IV—9), дифманометры типа ДМ 3583ФМ — со вторичными преобразователями типа ВФС.

Дифманометры применяют для измерения параметров жидкостей, паров и газов, неагрессивных к сталям 12Х18Н10Т, 4Х13, кадмированной меди М2, и не предназначены для работы во взрывоопасных помещениях.

Верхние пределы измерений дифманометров типов ДМ 3583М и ДМ 3583ФМ составляют: 0,04; 0,063; 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63 МПа (0,4; 0,64; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3 кгс/см^2), предельно допустимое давление 6,3 МПа (63 кгс/см^2).

Выходные сигналы дифманометров типа ДМ 3583М могут изменяться в пределах от 0—10 мГ, а дифманометров типа ДМ 3583ФМ — от —10 до 0—10 мГ. Класс точности дифманометров 1,0 или 1,5. Дифманометры взаимозаменяемы.

Дифференциальные мембранные манометры комплектуются автоматическими измерительными приборами типов КСД2 и КСД3 (табл. IV—9) с дифференциально-трансформаторной измерительной схемой. Конструктивно эти два типа различаются габаритными размерами, а также способами отсчета и записи информации. Приборы имеют один канал измерения. В зависимости от модификации вторичные приборы могут быть с регулирующим и сигнализирующим устройствами или не иметь их.

Приборы типа КСД2 — самопишущие с диаграммной лентой шириной 160 мм и шкалой. На шкале нанесены числовые отметки, по которым можно судить о величине измеряемого параметра. Диаграммная лента разбита на 100 равномерных делений (от 0 до 100). Скорость продвижения диаграммной ленты может быть любой из ряда 20, 40, 60, 120, 240 мм/ч или из ряда 600, 1200, 2400 мм/ч. Прибор может записывать значение измеряемого параметра в течение нескольких суток или нескольких недель (при минимальной скорости продвижения ленты).

Приборы типа КСД3 выполнены с круглой шкалой. Для записи величины измеряемого параметра на диаграммный диск закрепляют круглую диаграмму. Частота вращения диаграммного диска 1 оборот за 24 ч. Наружный

Таблица IV-8 *Показывающие пружинные манометры, мановакуумметры и вакуумметры*

Обозначение	Назначение	Верхний предел измерения, МПа (кгс/см²)	Класс точности	Диаметр корпуса, мм
		Манометры		
ОБМ1-100	Измерение избыточного давления неагрессивных жидкостей, паров и газов	0,1(1); 0,16(1,6); 0,25(2,5); 0,4(4); 0,6(6); 1(10); 1,6(16); 2,5(25); 4(40); 6(60)	2,5	100
ОБМ1-100бф	Измерение давления холодильных агентов R12, R13, R22, R142, R502	2,5(25)	1,5; 2,5	100
МТП-160	Общепромышленное назначение. Измерение избыточного давления неагрессивных жидкостей, паров и газов	0,1(1); 0,16(1,6); 0,25(2,5); 0,4(4); 0,6(6); 1(10); 1,6(16); 2,5(25)	1,5	160
АМУ-1	Измерение избыточного давления, жидкого, газообразного аммиака, а также его водного раствора [по заказу изготовляют манометры с дополнительной температурной шкалой и верхним пределом измерения до 4 МПа (40 кгс/см²)]	0,6(6); 1(10); 1,6(16); 2,5(25); 4(40); 6(60); 10(100)	1,5	160
МП-5	Измерение избыточного давления неагрессивных жидкостей, паров и газов	0,6(6); 1(10); 1,6(16); 2,5(25); 4(40); 6(60); 10(100); 16(160); 25(250); 40(400); 60(600)	1,5	250
МО (модель 11201)	Проверка рабочих манометров (образцовый манометр)	0,1(1)	0,4	160
МО (модель 11202)	То же	0,16(1,6); 0,25(2,5); 0,4(4); 0,6(6); 1(10); 1,6(16); 2,5(25); 4(40); 6(60)	0,4	160
МТИ (модель 1218)	Точное измерение избыточного давления	0,06(0,6); 0,1(1); 0,2(2); 0,25(2,5); 0,4(4)	0,6; 1	160
МТИ (модель 1216)	То же	0,6(6); 1(10); 1,6(16); 2,5(25)	0,6; 1,0	160
МТИ (модель 1246)	»	4(40); 6(60); 10(100)	0,6; 1,0	160
МТИ (модель 1218)	»	—0,1÷0,06 (—1÷0,6) 0,15(15); 0,3(3)	0,6; 1,0	160
МТИ (модель 1216)	»	—0,1÷0,05 (—1÷0,5) 0,9(9); 1,5(15); 2,4(24)	0,6; 1,0	160
		Мановакуумметры		
ОБМВ1-100	Измерение избыточного и остаточного давления неагрессивных жидкостей и паров	0,06(0,6); 0,15(1,5); 0,3(3); 0,5(5); 0,9(9); 1,5(15); 2,4(24)	2,5	100
ОБМВ1-100бф	Измерение избыточного и остаточного давления холодильных агентов R12, R13, R22, R142, R502	1,5(15); 2,4(24)	1,5; 2,5	100

Продолжение табл. IV-8

Обозначение	Назначение	Верхний предел измерения, МПа (кгс/см²)	Класс точности	Диаметр корпуса, мм
АМВУ-1	Измерение избыточного и остаточного давления жидкого, газообразного аммиака, а также его водного раствора (по заказу могут быть изготовлены с температурной шкалой)	0,5(5); 0,9(9); 1,5(15) 2,4(24)	1,5	160
	Вакуумметры			
ОБВI-100	Измерение остаточного давления неагрессивных паров	0,1(1)	2,5	100
ВТП-160	Измерение остаточного давления неагрессивных жидкостей и газов	0,1(1)	1,5	160
ВО	Поверка рабочих вакуумметров (образцовый вакуумметр)	—0,1(—1)	0,4	160
ВТИ	Точное измерение остаточного давления	—0,06(—0,6); —0,1(—1)	0,6; 1,0	160

диаметр диска 250 мм. При работе с прибором КСД3 необходимо каждые сутки менять диаграмму, в противном случае трудно судить о результатах измерений.

Если для измерения давления или разности давлений аммиака используют дифманометры или пружинные манометры, чувствительные элементы которых он разъедает, можно применять разделительные сосуды типов СРС63 или СРС250. Эти разделительные сосуды — первый для измерения давления до 6,3 МПа (63 кгс/см²), а второй — 25 МПа (250 кгс/см²) — выпускают для жидкостей, неагрессивных к сталям марок Сталь 20, Сталь 12Х18Н10Т. Погрешность, вносимая разделительными сосудами в измерение давления, составляет около ±2%.

Поршневые манометры. В холодильной технике их применяют только для поверки рабочих манометров. При этом используют грузопоршневые манометры МП-60 и МП-6 класса точности 0,05.

Жидкостные манометры, мановакуумметры и вакуумметры. Наиболее простым прибором этого типа является двухтрубный дифманометр. Он состоит из двух стеклянных сообщающихся трубок, жестко укрепленных в корпусе, на котором смонтирована шкала. Трубки манометра заполнены до половины рабочей жидкостью, в качестве которой используют ртуть, воду, керосин, бензол, глицерин и др.

В холодильной технике двухтрубные манометры типов ДТ-5, ДТ-50 применяют в основном для проведения лабораторных испытаний и научных исследований.

Малые перепады давления (около 0,0025 МПа) можно измерять с помощью многопредельного чашечного микроманометра типа ММН. Класс точности такого прибора 0,5 или 1,0.

ИЗМЕРЕНИЕ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА

В помещениях предприятий холодильной промышленности измеряют обычно относительную влажность воздуха. Существует ряд методов определения относительной влажности: психрометрический; конденсационно-термометрический (точки росы); сорбционно-резистивный и сорбционно-деформационный.

Психрометрический метод. Относительную влажность воздуха определяют по разности показаний сухого и смоченного (покрытого смоченным батистом) термометров с помощью таблиц (см. табл. IV—10) и графиков. Разность эта зависит от влажности окружающего воздуха и скорости его движения.

Психрометрический метод широко применяют при измерении относительной влажности воздуха при температурах от —25 до 50° С. Приборы для определения относительной влажности этим методом называют психрометрами. Большое распространение получили аспирационные психрометры типов МВ-4М и М-34. В качестве чувствительных элементов

Таблица IV-9 *Приборы КСД2 и КСД3*

Модификация	Быстродействие, с	Тип регулирующего устройства	Тип выходного преобразователя
КСД2-001 (Т)	10	—	—
КСД2-002 (Т)	10	—	—
КСД2-003 (Т)	10	Трехпозиционное	—
КСД2-004 (Т)	10	То же	—
КСД2-005 (Т)	10	—	Реостатный
КСД2-006 (Т)	10	—	То же
КСД2-007 (Т)	10	Трехпозиционное	»
КСД2-008 (Т)	10	То же	»
КСД2-009 (Т)	10	—	Пневматический (0,02—0,1 МПа)
КСД2-010 (Т)	10	—	То же
КСД2-011 (Т)	10	Трехпозиционное	»
КСД2-012 (Т)	10	То же	»
КСД2-021 (Т)	10	—	Постоянного тока (0—5 мА)
КСД2-022 (Т)	10	—	То же
КСД2-023 (Т)	10	Трехпозиционное	»
КСД2-024 (Т)	10	То же	»
КСД2-025 (Т)	10	—	Постоянного напряжения (0—10 В)
КСД2-026 (Т)	10	—	То же
КСД2-027 (Т)	10	Трехпозиционное	Постоянного напряжения (0—10 В)
КСД3-1200	16	—	Реостатный
КСД3-1300	16	Позиционное	
КСД3-1040Т	16	—	Постоянного тока (0—5 мА)
КСД3-1040Н	16	—	Постоянного напряжения (0—10 В)
КСД3-1220	16	—	Реостатный
КСД3-1320	16	Позиционное	
КСД3-1820	16	Пневматическое пропорционально-интегральное	

Примечания: 1. Основная погрешность показаний и записи приборов КСД2 не превышает ± 1,0%.

2. Основная погрешность показаний приборов КСД3 не превышает ± 1,0%. Основная погрешность записи составляет ± 1,5%.

3. Приборы, в обозначение которых входит (Т), могут поставляться в тропическом исполнении.

в этих психрометрах использованы стеклянные ртутные метеорологические термометры, установленные в оправу. В оправе скорость движения воздуха, засасываемого из помещения, в котором определяется относительная влажность воздуха, поддерживается постоянной с помощью аспиратора. В психрометре МВ-4М аспиратор состоит из вентилятора и часового механизма, который приводит его в действие. В психрометре М-34 приводом вентилятора служит электродвигатель, питающийся от сети переменного тока (220 В, 50 Гц).

В помещении с положительной или отрицательной (не ниже —2° С) температурой воздуха относительную влажность его определяют с помощью аспирационного психрометра. При этом находят разность температур сухого и смоченного термометров.

Аспирационный психрометр состоит из двух одинаковых ртутных термометров, закрепленных в специальной оправе. На оправе, в верхней ее части, размещен вентилятор с заводным механизмом, приводимым в действие часовой пружиной или электродвигателем. Вентилятор с заводным механизмом закрыт кожухом. Назначение вентилятора — протягивание воздуха вдоль ртутных резервуаров термометров с определенной скоростью. Нижняя часть термометров защищена двойными трубками, верхняя часть (с боков) — металлическими пластинками. Двойные трубки, которые играют роль и тепловой защиты, на резьбе присоединяют к корпусу прибора.

Ртутный резервуар одного из термометров (обычно это правый термометр) обертывают батистом в один слой и перед работой смачивают дистиллированной водой с помощью груши с пипеткой, входящих в комплект прибора.

Относительную влажность воздуха в помещениях с отрицательной температурой (ниже —2°С) (например, в холодильных камерах) измеряют с помощью психрометра следующим образом. Вначале на батист термометра намораживается тонкий слой льда. Пипеткой в этом случае пользоваться нежелательно, так как на защитные трубки могут попасть капли воды, которые при замерзании перекроют свободный проход воздуха и тем самым внесут дополнительную погрешность в измерения. Для смачивания батиста следует снять защитные трубки, а термометр погрузить в сосуд с охлажденной дистиллированной водой таким образом, чтобы весь батист оказался погруженным в воду. Смочив батист, включают вентилятор для более равномерного и ускоренного льдообразования. Смачивание повторяют 2—3 раза. После этого устанавливают на место защитные трубки и монтируют психрометр в месте отбора пробы. Непосредственно после образования ледяной глазури на батисте приступать к измерениям не рекомендуется. Должен пройти процесс стабили-

Таблица IV-10 *Относительная влажность воздуха (в %) по показаниям аспирационного психрометра*

Показания сухого термометра, °С	Разность показаний сухого и смоченного термометров, °С																											Состояние видов на шарике смоченного термометра
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3,0	3,5	
15	100	99	98	97	96	95	94	93	92	91	90	89	88	87	86	85	84	83	82	81	80	79	78	77	76	75	71	66	Вода
14	100	99	98	97	96	95	94	93	92	91	90	89	88	86	85	84	83	82	81	80	79	78	77	76	75	75	70	65	»
13	100	99	98	97	96	95	94	92	91	90	89	88	87	86	85	84	83	82	81	80	79	78	77	76	75	74	69	64	»
12	100	99	98	97	96	94	93	92	91	90	89	88	87	86	85	83	82	81	80	79	78	77	76	75	74	73	68	63	»
11	100	99	98	97	95	94	93	92	91	90	89	87	86	85	84	83	82	81	80	78	77	76	75	74	73	72	67	61	»
10	100	99	98	96	95	94	93	92	90	89	88	87	86	85	83	82	81	80	79	78	77	75	74	73	72	71	65	60	»
9	100	99	98	96	95	94	93	91	90	89	88	86	85	84	83	82	80	79	78	77	76	75	73	72	71	70	64	58	»
8	100	99	97	96	95	94	92	91	90	88	87	86	85	83	82	81	80	79	77	76	75	74	72	71	70	69	63	57	»
7	100	99	97	96	95	93	92	91	89	88	87	85	84	83	82	80	79	78	76	75	74	73	71	70	69	68	61	55	»
6	100	99	97	96	94	93	92	90	89	88	86	85	84	82	81	79	78	77	75	74	73	71	70	69	68	66	60	53	»
5	100	99	97	96	94	93	91	90	88	87	86	84	83	81	80	79	77	76	74	73	72	70	69	68	66	65	58	51	»
4	100	99	97	95	94	92	91	89	88	87	85	84	82	81	79	78	76	75	73	72	70	69	68	66	65	63	56	49	»
3	100	99	97	95	94	92	91	89	87	86	84	83	81	80	78	77	75	74	72	71	69	68	66	65	63	62	54	47	»
2	100	99	97	95	93	92	90	89	87	85	84	82	80	79	77	76	74	72	71	69	68	66	65	63	61	60	52	44	»
1	100	99	97	95	93	91	90	88	86	85	83	81	79	78	76	74	73	71	69	68	66	64	63	61	59	58	50	42	»
0	100	98	96	95	93	91	89	87	86	84	82	80	78	77	75	73	72	70	68	66	64	63	61	59	58	56	47	39	Вода
	100	98	97	95	93	91	90	88	86	84	83	81	79	78	76	74	73	71	69	68	66	64	63	61	59	58	50	42	Лед
— 1	101	99	97	95	93	91	89	88	86	84	82	80	78	76	74	73	71	69	67	65	63	61	60	58	56	54	45	36	Вода
	100	98	96	95	93	91	89	87	85	84	82	80	78	77	75	73	71	69	68	66	64	62	61	59	57	56	47	39	Лед
— 2	102	100	98	96	94	92	90	88	86	84	82	80	78	76	74	72	70	68	66	64	62	60	58	56	54	52	43	33	Вода
	100	98	96	94	92	90	88	87	85	83	81	79	77	75	73	72	70	68	66	64	62	60	59	57	55	53	44	36	Лед
— 3	100	98	96	94	92	90	88	86	84	82	80	78	76	74	72	70	68	66	64	62	60	58	56	55	53	51	41	32	Лед
— 4	100	98	96	94	91	89	87	85	83	81	79	77	75	72	70	68	66	64	62	60	58	56	54	52	50	48	38	28	»
— 5	100	98	95	93	91	89	86	84	82	80	78	75	73	71	69	67	64	62	60	58	56	53	51	49	47	45	34	24	»
— 6	100	98	95	93	90	88	86	83	81	79	76	74	72	69	67	65	62	60	58	55	53	51	48	46	44	42	30	19	»
— 7	100	97	95	92	90	87	85	82	80	77	75	72	70	67	65	62	60	57	55	52	50	48	45	43	40	38	26	14	»
— 8	100	97	95	92	89	87	84	81	78	76	73	70	68	65	63	60	57	55	52	49	47	44	42	39	36	34	21	—	»
— 9	100	97	94	91	89	86	83	80	77	74	71	68	66	63	60	57	54	52	49	46	43	41	38	35	32	30	16	—	»
—10	100	97	94	91	88	85	82	79	75	72	69	66	63	60	57	54	51	48	45	42	39	37	34	31	28	25	10	—	»
—11	100	97	93	90	87	84	80	77	74	71	67	64	61	58	54	51	48	45	42	38	35	32	29	26	23	19	—	—	»
—12	100	97	93	89	86	82	79	75	72	68	65	62	58	55	51	48	44	41	37	34	31	27	24	20	17	14	—	—	»
—13	100	96	93	89	85	81	77	74	70	66	62	59	55	51	48	44	40	37	33	29	25	22	18	15	11	—	—	—	»
—14	100	96	92	88	84	80	76	72	68	64	60	56	52	48	44	40	36	32	28	24	20	16	12	—	—	—	—	—	»
—15	100	96	91	87	83	78	74	69	65	61	56	52	48	44	39	35	31	26	22	18	14	—	—	—	—	—	—	—	»
—16	100	95	91	86	81	76	72	67	62	58	53	48	44	39	34	30	25	21	16	11	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—17	100	65	90	85	80	75	69	64	59	54	49	44	39	34	29	24	19	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—18	100	94	89	83	78	72	67	61	56	50	45	40	34	29	23	18	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—19	100	94	88	82	76	70	64	58	52	46	40	34	29	23	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—20	100	94	87	80	74	68	61	55	48	42	35	29	22	16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—21	100	93	86	79	72	65	58	50	43	36	29	22	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—22	100	92	85	77	69	62	54	46	38	31	23	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—23	100	92	83	75	66	58	50	41	33	24	16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—24	100	91	82	72	63	54	45	35	26	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—25	100	90	80	70	60	50	39	29	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—26	100	89	78	66	55	44	33	22	11	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—27	100	88	76	63	51	39	27	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—28	100	87	73	60	46	33	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—29	100	85	70	55	41	26	11	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»
—30	100	84	67	51	35	18	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	»

зации, который в зависимости от температуры окружающей среды может занимать от 1 до 3 ч.

Для определения относительной влажности воздуха психрометром при температурах ниже —2°С пользуются таблицами Рютова (табл. IV—10).

Конденсационно-термометрический метод. Этот метод основан на измерении температуры поверхности зеркальца в момент появления на нем «росы» (инея) при охлаждении окружающего его воздуха.

В холодильной технике для определения относительной влажности воздуха конденсационно-термометрическим методом используют серийные приборы — автоматические гигрометры АГК-212Ф. С помощью этих приборов измеряют температуру точки росы с точностью ±1°С. В инструкции, прилагаемой к гигрометру, содержится таблица для определения относительной влажности воздуха по температуре точки росы. Диапазон измерения температур от —50 до +20°С, что соответствует диапазону относительной влажности от 0 до 100%.

Сорбционно-резистивный метод. Этот метод основан на зависимости электрического омического сопротивления насыщенного раствора сорбента от влажности анализируемой среды при установлении гигродинамического равновесия между водяным паром влажного воздуха и раствором.

Сорбционный автоматический гигрометр АГС-210 может быть использован только при положительных температурах исследуемой среды — от 5 до 50°С. Пределы измерения от 30 до 85%, погрешность измерения 5%.

На этом же принципе основано устройство типа УДРОВ для дистанционного измерения относительной влажности воздуха. Первичным преобразователем этого устройства служит ЭВЧ—полый цилиндр из изоляционного материала с обмоткой из нихрома, на которую нанесена специальная влагочувствительная пленка. С изменением относительной влажности воздуха ЭВЧ изменяет свое омическое сопротивление. Вторичные преобразователи УДРОВ выполнены на базе электронных автоматических мостов КСМ-2, КСМ-4 и др. Это устройство позволяет дистанционно определять относительную влажность по 3, 6 и 12 каналам в диапазоне от 70 до 95% при температуре анализируемой среды от 10 до 35°С. Погрешность измерения не превышает ±5%.

Сорбционно-деформационный метод. Этот метод основан на свойстве чувствительного элемента (пучок обезжиренных волос или органическая животная пленка) изменять длину в зависимости от содержания пара в воздухе.

Для определения относительной влажности воздуха сорбционно-деформационным методом используют гигрографы М21 и М32 и гигрометры М-19 (МВ-1) и М-68 (МВК). Гигрографы применяют для непрерывной регистрации относительной влажности в камерах холодильников, а гигрометры — для периодического ее измерения.

Чувствительным элементом гигрографа М 21 является пучок обезжиренных волос. Изменение линейных размеров чувствительного элемента передается через систему рычагов на стрелку, к концу которой прикреплено перо. Пределы регистрации относительной влажности воздуха от 30 до 100% при температуре от —35 до +45°С. Погрешность прибора в диапазоне изменения относительной влажности от 30 до 90% составляет ±15%.

В гигрометре М-19 (МВ-1) чувствительным элементом служит также пучок обезжиренных волос. Пределы измерения относительной влажности воздуха от 30 до 100%.

Гигрометр М-68 (МВК) предназначен для измерения относительной влажности воздуха при температуре от 10 до 35°С.

ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА

В холодильных установках для измерения расхода рабочих веществ (аммиак, фреоны, хладоносители, масла) используют расходомеры переменного и постоянного перепада давления, а для определения расхода воды (холодной и горячей) — счетчики.

Расходомеры переменного перепада давления. Принцип действия расходомера основан на изменении статического давления вещества, протекающего через местное сужение в трубопроводе. Перепад давления тем больше, чем больше скорость протекающего вещества, а следовательно, его расход. Сужающее устройство является первичным преобразователем расходомера, в комплект которого кроме него входят соединительные линии и измерительный прибор (дифференциальный манометр).

Стандартными сужающими устройствами служат диафрагмы и сопла, которые удовлетворяют требованиям Правил 28—64 измерения расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. Стандартные диафрагмы и сопла можно использовать для измерения расхода в трубопроводах диаметром не менее 50 мм. Потери давления в диафрагме и сопле примерно одинаковы, но сопло позволяет измерять больший расход, чем диафрагма, при одних и тех же перепадах давления, а при диаметре $\leqslant$300 мм обеспечивает более высокую точность измерения.

Диафрагмы могут быть камерными типа ДК и бескамерными типа ДБ. Камерные диафрагмы изготовляют серийно для труб с диаметром условного прохода от 50 до 500 мм и рабочих давлений от 0,6 до 10 МПа (6,0—

100,0 кгс/см²). Бескамерные диафрагмы выпускают также серийно для труб с диаметром условного прохода 50—1000 мм и рабочим давлением 0,25—32 МПа (2,5—320 кгс/см²).

Сопла Вентури типа СВ (стандартные) выпускают серийно (диаметр условного прохода составляет от 200 до 800 мм, диаметр горловины — от 89,0 до 493,0 мм. Они рассчитаны на рабочее давление 1,6 МПа (16 кгс/см²).

Устройство дифманометров описано выше (см. мембранные дифманометры ДМ 3583М, ДМ 3583ФМ и др.) в разделе, посвященном измерению давлений и перепадов давления.

Рекомендации по выбору типа сопла, диафрагмы, дифманометра, а также методы их расчета, монтажа, эксплуатации и поверки приведены в Правилах 28—64 измерения расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами.

Расходомеры постоянного перепада (ротаметры). Их используют для измерения расхода фреонов (жидких или газообразных). Ротаметр состоит из конусной трубки, внутри которой находится поплавок. Наружный диаметр поплавка меньше внутреннего диаметра конусной трубки, и поплавок свободно перемещается вдоль нее. Ротаметр при измерении расхода должен быть установлен строго вертикально.

Промышленностью серийно выпускаются ротаметры двух типов: для местного измерения расхода без дистанционной передачи показаний; с дистанционной электрической передачей показаний на вторичный прибор.

Ротаметры для местного измерения расхода (например, типа РМ, РМФ) оснащены стеклянной трубкой с нанесенной на ней шкалой. Верхняя кромка поплавка показывает по шкале величину расхода. Шкалы ротаметров условные в процентах. Для определения расхода воды, воздуха или масла к паспорту его прилагаются градуировочные графики.

В ротаметрах с дистанционной передачей поплавок, перемещающийся в металлической трубке, жестко связан со штоком, на котором закреплен сердечник, расположенный в поле индукционной катушки. Индукционная катушка является частью дифференциально-трансформаторного вторичного преобразователя, с помощью которого выдается электрический сигнал, определяющий положение стрелки на шкале прибора.

Ротаметры с дистанционной электрической передачей показаний выпускают в пылезащищенном и взрывозащищенном исполнениях.

Градуировка ротаметров индивидуальная; график градуировки прилагается к прибору.

Основные технические характеристики ротаметров, используемых в холодильной технике, даны в табл. IV—11.

Счетчики. Различают турбинные счетчики (типов ВТ и ВТГ) и крыльчатые (типа УВК). Их используют в холодильной технике для измерения расхода горячей и холодной воды. Принцип действия счетчиков основан на измерении частоты вращения крыльчатки или турбинки, расположенных в корпусе счетчика и вращающихся со скоростью, пропорциональной расходу воды, протекающей в трубопроводе. Счетчики для холодной воды выполняют крыльчатыми, а для холодной и горячей воды турбинными.

Крыльчатые счетчики для холодной воды типа УВК предназначены для измерения количества питьевой воды, протекающей по трубопроводу при температуре не выше 30°С и давлении не более 1 МПа. Диаметр условного прохода их 15, 20, 25, 32, 40 мм.

Турбинные счетчики для холодной воды типа ВТ работают в тех же условиях, что и крыльчатые. Для измерения количества горячей воды, температура которой достигает 90°С, предназначены счетчики ВТГ. Диаметры условного прохода счетчиков типа ВТ и ВТГ составляют 50, 80, 100 и 150 мм. Основные технические данные счетчиков воды приведены в табл. IV—12.

ИЗМЕРЕНИЯ БЫСТРОМЕНЯЮЩИХСЯ ПАРАМЕТРОВ

Такие измерения проводят в холодильной технике при различных испытаниях холодильных компрессоров (поршневых, ротационных, винтовых), когда необходимо определять мгновенные значения изменяющихся во времени параметров процесса: давлений и температур в рабочих полостях машин, перемещений пластин клапанов и др.

Особенно широкое применение находит измерение быстроменяющихся давлений в рабочих полостях поршневых компрессоров (индицирование компрессоров).

Для измерения быстроменяющихся параметров применяют измерительные системы, содержащие измерительный преобразователь неэлектрического параметра в электрический сигнал, усилители сигнала, а также регистрирующие и показывающие приборы, в качестве которых используют, как правило, электронно-лучевые или светолучевые осциллографы. Кривая на экране осциллографа (осциллограмма) представляет собой в определенном масштабе изменение измеряемой величины во времени. Проводимые при исследованиях холодильных компрессоров измерения быстроменяющихся параметров представляют собой так называемые совместные измерения, когда устанавливается функциональная зависимость между измеряемым параметром и перемещением поршня (вала) компрессора. Измерительные системы выпол-

Таблица IV-11 *Рота*

Наименование	Шифр	Назначение	Верхний предел измерения, м³/ч		Нижний предел измерения, % от верхнего предела измерения, не более	Диаметр условного прохода, мм
			по воде	по воздуху		
Ротаметр стеклянный тип РМ с местными показателями	А.О.0025ЖУЗ	Измерение объемного расхода плавно меняющихся однородных потоков чистых и слабозагрязненных жидкостей и газов с дисперсными включениями однородных частиц	0,0025	—	20	3
	А.О.0040ЖУЗ		0,0040	—		
	А.О.0063ЖУЗ		0,0063	—		
	А.О.063ГУЗ		—	0,063		
	А.О.100ГУЗ		—	0,100		
	А.О.160ГУЗ		—	0,160		
	А.О.250ГУЗ		—	0,250		
	Р.М.О.016ЖУЗ		0,016	—	20	6
	РМ.О.025ЖУЗ		0,025	—		
	РМ.О.040ЖУЗ		0,040	—		
	РМ.О.25ГУЗ		—	0,25		
	РМ.0.40ГУЗ		—	0,40		
	РМ.0.63ГУЗ					
	РМ.О.16ЖУЗ		0,16	—	20	15
	РМ.О.25ЖУЗ		0,25	—		
	РМ.О.40ЖУЗ		0,40	—		
	РМ.2.5ГУЗ		—	2,5		
	РМ.4.ОГУЗ		—	4,0		
			—	6,3		
	РМ.6.3ГУЗ		1,6	—	20	40
	РМ.1.6ЖУЗ		2,5	—		
	РМ.2.5ЖУЗ		—	25,0		
	РМ.25ГУЗ		—	40,0		
	РМ.40ГУЗ					
Ротаметр стеклянный специальный типа РМФ	РМФ-0,016ЖУЗ	Измерение стабильных или плавно меняющихся пульсирующих потоков, не кристаллизующихся жидкостей и газов, нейтральных относительно стекла, фторопласта-4 и уплотнительной набивки ФУМ-Б	0,016	—	20	6
	РМФ-0,4ГУЗ		—	0,4		
	РМФ-0,63ГУЗ		—	0,63		
	РМФ-0,1ЖУЗ		0,1	—	20	15
	РМФ-0,16ЖУЗ		0,16	—		
	РМФ-0,25ЖУЗ		0,25	—		
	РМФ-0,4ЖУЗ		0,4	—		
	РМФ-4,0ГУЗ		—	4,0		
	РМФ-6,3ГУЗ		—	6,3		
	РМФ-1,6ЖУЗ		1,6	—	20	40
	РМФ-2,5ЖУЗ		2,5	—		
	РМФ-25ГУЗ		—	25		
	РМФ-40ГУЗ		—	40		
Ротаметр электрический общепромышленный типа РЭ	РЭ-0,025ЖУЗ	Измерение объемного расхода жидкостей, нейтральных к стали марки 12Х18Н9Т, и преобразование его в электрический сигнал	0,025	—	20	6; 16
	РЭ-0,04ЖУЗ		0,04	—		
	РЭ-0,06ЖУЗ		0,063	—		

метры

Погрешность измерения, % от верхнего предела измерения	Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	Температура измеряемой среды, °С	Температура окружающей среды, °С	Вид присоединения	Материал деталей, соприкасающихся с измеряемой средой
±4	6 (60)	5—50	5—50	Резьбовое (с конической резьбой)	Сталь 12Х18Н9Т, дюралюминий анодированный АГ-4В Эбонит
±2,5	6 (60)	5—50	5—50	Ниппельное под шланг	Титан ВТ-1-0, стекло химико-лабораторное
±2,5	6 (60)	5—50	5—50	Фланцевое (наружный диаметр 95 мм)	
±2,5	6 (60)	5—50	5—50	Фланцевое	
±2,5	6 (60)	—30÷+100	—30÷+50	Ниппельное под шланг	Фторопласт-4 и стекло химико-лабораторное или АБ-1
±2,5	6 (60)	—30÷+100	—30÷+150	Ниппельное под шланг, фланцевое	
±2,5	6 (60)	—30÷+100	—30÷+50	Фланцевое	
2,5	6 (60); 16 (160)	—40÷+70	—30÷+50	Ниппельное	Сталь 12Х18Н9Т

Наименование	Шифр	Назначение	Верхний предел измерения, м³/ч		Нижний предел измерения, % от верхнего предела измерения, не более	Диаметр условного прохода, мм
			по воде	по воздуху		
	РЭ-0,1ЖУЗ		0,1	—	20	6; 16
	РЭ-0,16ЖУЗ		0,16	—		
	РЭ-0,25ЖУЗ		0,25	—		
	РЭ-0,4ЖУЗ		0,4	—		
	РЭ-0,63ЖУЗ		0,63	—	20	6; 16
	РЭ-1,0ЖУЗ		1,0	—		
	РЭ-1,6ЖУЗ		1,6	—		
	РЭ-2,5ЖУЗ		2,5	—		
	РЭ-4,0ЖУЗ		4,0	—		
	РЭ-6,3ЖУЗ		6,3	—	20	6; 16
	РЭ-10ЖУЗ		10,0	—		
	РЭ-16ЖУЗ		16,0	—		

Таблица IV-12 *Счетчики*

Основные параметры	УКВ-15	УКВ-20	УКВ-25	УКВ-32
Расходы, м³/ч				
наименьший	0,04	0,12	0,16	0,2
номинальный	1	1,6	2,2	3,2
наибольший[1]	1,5	2,5	3,5	5,0
Порог чувствительности, м³/ч	0,018	0,05	0,07	0,10
Диапазон расхода, м³/ч				
относительная погрешность ±5%	От 0,04 до 0,15	От 0,12 до 0,25	От 0,16 до 0,35	От 0,2 до 0,5
относительная погрешность ±2%	От 0,15 до 1,5	От 0,25 до 2,5	От 0,35 до 3,5	От 0,50 до 5
Наибольшая эксплуатационная нагрузка, количество воды за сутки, м³	10	17	25	35
Цена деления шкалы стрелочного указателя, м³	0,01	0,01	0,01	0,01
Масса, кг, не более	1,6	2,5	2,8	2,9

[1] При работе не более 1 ч в сутки.

няют с учетом этой особенности измерений быстроменяющихся параметров.

Отдельные узлы измерительной системы и система в целом должны отвечать следующим общим требованиям, выполнение которых обеспечивает получение неискаженных показаний:

независимость электрической характеристики измерительного преобразователя (в дальнейшем преобразователь) от воздействия параметров, не являющихся объектами измерения (в частности, независимость характеристики преобразователя давления от изменения температуры среды, окружающей преобразователь);

возможно большая чувствительность преобразователя, при которой влияние помех минимально;

Продолжение

Погрешность измерения, % от верхнего предела измерения	Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	Температура измеряемой среды, °С	Температура окружающей среды, °С	Вид присоединения	Материал деталей, соприкасающихся с измеряемой средой
2,5	6 (60); 16 (160)	—40÷+70	—30÷+50	Фланцевое	
2,5	6 (60); 16 (160)	—40÷+70	—30÷+50	»	
2,5	6 (60); 16 (160)	—40÷+70	—30÷+50	»	

типов УВК, ВТ и ВТГ

УКВ-40	ВТ-50	ВТ-80	ВТ-100	ВТ-150	ВТГ-50	ВТГ-80	ВТГ-100	ВТГ-150
0,17	2	5	6	10	2,4	4,5	6	10
6,3	15	42	70	150	15	40	70	150
10,0	30	84	140	300	30	80	140	300
0,10	1,0	1,6	2,5	3,6	1,0	2,0	3,5	4,5
От 0,17 до 1	От 2 до 4	От 5 до 10	От 6 до 15	От 10 до 30	От 2,4 до 4	От 4,5 до 10	От 6 до 15	От 10 до 30
От 1 до 10	От 4 до 30	От 10 до 84	От 15,0 до 140	От 30 до 300	От 4 до 30	От 10 до 80	От 15 до 140	От 30 до 300
70	180	500	900	1200	150	420	700	1500
0,01	0,01	0,01	0,01	0,1	0,01	0,01	0,01	0,1
4,0	6,8	12,0	14,0	24,3	6,8	12,0	14,0	24,3

малые размеры преобразователя, что позволяет устанавливать его непосредственно в стенках рабочих полостей машины, в частности в клапанной плите компрессора, практически без увеличения мертвого объема цилиндра;

достаточный суммарный коэффициент усиления внешнего и внутреннего усилителей осциллографа, обеспечивающий при минимальной рабочей разности значений измеряемого параметра отклонение луча осциллографа в пределах рабочей части экрана;

линейность амплитудной характеристики узлов и системы в целом в рабочем диапазоне значений измеряемого параметра;

постоянство коэффициента усиления и отсутствие фазочастотных искажений во всем диапазоне рабочих частот;

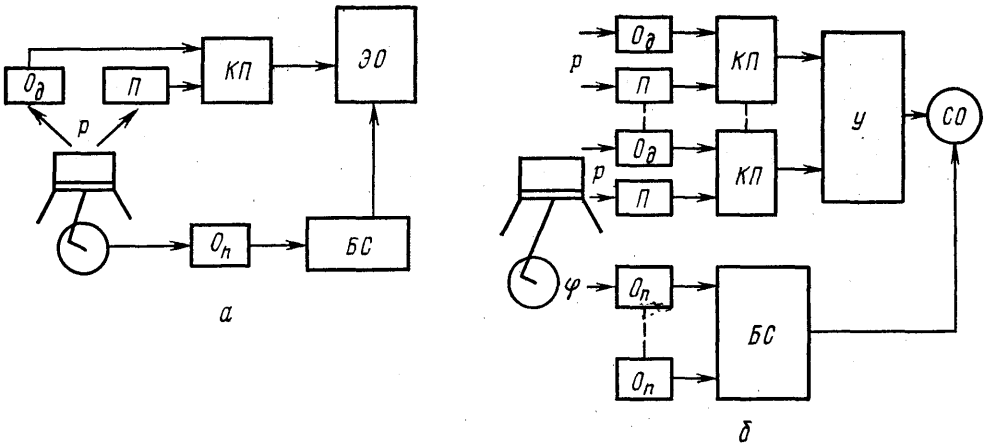


Рис. IV—1. Блок схемы индикатора с электронно-лучевым (*а*) и светолучевым (*б*) осциллографами:

П — измерительный преобразователь давления; *КП* — катодный повторитель; *ЭО* — электронно-лучевой осциллограф; *У* — усилитель; *БС* — блок согласования; *СО* — светолучевой осциллограф; $O_д$ — отметчик равных давлений; $O_п$ — отметчик положения поршня (вала)

простота обслуживания, надежность в работе и долговечность;

экранирование соединительных проводов от воздействий электростатических полей соседних двигателей, приборов и т. п., независимость основных характеристик провода (емкость, сопротивление изоляции) от атмосферных условий, а также достаточное сопротивление изоляции проводов (в частности, для проводов от пьезоэлектрических преобразователей не менее 100 ГОм).

Измерение быстроменяющихся давлений

Схемы измерительной системы. Измерительные системы, применяемые при индуцировании поршневых холодильных компрессоров, могут быть выполнены с электронно-лучевым или светолучевым осциллографом (рис. IV—1).

Техническая характеристика измерительной системы для измерения быстроменяющихся давлений

Область рабочих условий:	
давление, кПа (кгс/см²)	(0÷150)10² (0—150)
частота, Гц	1—10⁴
Чувствительность измерительных преобразователей давления, включенных в систему, В/кПа [В/(кгс/см²)]	60—100 (0,6—1)
Максимальная погрешность при определении мгновенного значения переменного давления в диапазоне давлений, кПа (кгс/см²)	
0—500 (0—5)	20(0,2)
(0÷16)10² (0—16)	50(0,5)
(0÷50)10² (0—50)	100(1,0)
(0÷150)10² (0—150)	200(2,0)
при определении среднего индикаторного давления, %	5

Преобразователи давления и отметчики равных давлений, предназначенные для определения масштаба осциллограмм, устанавливают в цилиндрах компрессора, в полостях всасывания и нагнетания. Число отметчиков положения поршня, которые служат для синхронизации осциллограмм, соответствует числу цилиндров. В качестве преобразователя давления в измерительной системе используются генераторные преобразователи, чувствительным элементом которых является пьезокерамика.

При использовании электронно-лучевого осциллографа (рис. IV—1,*а*) сигнал от преобразователя давления усиливается в катодном повторителе и поступает на вход осциллографа. Для развертывания процесса во времени служат развертывающие устройства в схеме осциллографа. Одновременно с сигналом от преобразователя в систему внешней синхронизации осциллографа для синхронизации осциллограммы подается сигнал от отметчика положения поршня (вала) машины. Для усиления сигнала от отметчика положения поршня предусмотрен блок согласования. Также одновременно с сигналом от преобразователя

давления через специальный электрический преобразователь, размещенный в корпусе катодного повторителя, в цепь яркостной модуляции электронного осциллографа направляется импульсный сигнал от отметчиков равных давлений, благодаря чему на осциллограмме давления отмечаются реперные точки, используемые для определения масштаба.

Синхронизация осциллограмм давления в полостях всасывания и нагнетания соответствующего цилиндра осуществляется с помощью отметчика положения поршня данного цилиндра. Одновременно с переключением преобразователей давлений в цилиндрах переключают отметчики положения поршня. Границы осциллограмм давления при синхронизации по сигналам от отметчиков положений поршней соответствуют положению поршней в верхней мертвой точке (ВМТ).

Для фотографирования осциллограмм служит фотоприставка на корпусе осциллографа.

При использовании светолучевого осциллографа (рис. IV—1,*б*) между катодным повторителем и осциллографом включают дополнительный усилитель, необходимый для усиления сигнала от преобразователя давления, поступающего с выхода катодного повторителя, до величины, достаточной для раскачки осциллографического гальванометра. Сигналы от отметчиков равных давлений и отметчиков положений поршней (вала) подаются на отдельные гальванометры и регистрируются одновременно с сигналами от преобразователей давления.

С помощью отметчиков равных давлений установлено, что манометр, соединенный с полостью переменного давления через линейный дроссель, при условии небольшой амплитуды колебаний давлений, показывает среднее интегральное значение давления в этой полости.

Это дает возможность использовать образцовые манометры для измерения средних интегральных давлений в полостях всасывания и нагнетания.

Упрощенными вариантами описанных полных схем являются неполные схемы, в которых отсутствуют отметчики равных давлений.

Полная (*а*) и неполная (*б*) схемы измерительной системы с электронно-лучевым осциллографом показаны на рис. IV—2.

В обеих схемах средние интегральные давления в полостях всасывания и нагнетания измеряются образцовыми манометрами; линейным дросселем служит канал малого диаметра между полостями всасывания или нагнетания и демпфера (см. рис. IV—2).

Выбор схемы определяется задачами исследования. Неполная схема проще, для обработки результатов измерений требуется меньше времени. Однако при работе по неполной схеме сопротивление всасывающих клапанов в нижней мертвой точке (НМТ) принимают равным нулю, т. е. исключают из рассмотрения. Поэтому при исследованиях холодильных компрессоров, включающих исследования процесса всасывания и работы всасывающего клапана, необходимо применять полную схему.

Основные узлы измерительной системы. Две основные конструкции преобразователей давления показаны на рис. IV—3. Пьезоэлемент припаян одной плоскостью к буртику в корпусе преобразователя, другой — к электроду с выводным проводом. Таким образом, полюсами преобразователя являются корпус и выводной провод. Диаметр пьезоэлемента 4—5 мм (желательно 5 мм).

В корпус преобразователя завальцован фторопластовый стаканчик вместе с герметизирующим донышком. Фторопластовый стаканчик не только служит изолятором, но и передает давление на пьезоэлемент. Он выполнен с определенным соотношением размеров: отношение высоты к внутреннему диаметру составляет 0,8—1, отношение толщины стенки к диаметру — 0,3—0,6 и отношение толщины чувствительной части (мембранного донышка) к диаметру — 0,1—0,15.

Наличие кольцевой канавки в корпусе преобразователя, в которой размещен фторопластовый стаканчик, устраняет влияние изгибных деформаций на пьезоэлемент. При этом обеспечивается также постоянство чувствительности датчика во всем диапазоне рабочих частот.

Герметизирующее донышко выполнено из медной фольги толщиной 0,05 мм и опаяно по контуру отверстия корпуса.

Способы установки преобразователей в полостях компрессора и вывода сигнала показаны на рис. IV—4.

По рис. IV—4,*а* преобразователь ввертывается в стенку (например, в клапанную плиту) толщиной не менее 10 мм, причем усилие от давления воспринимается буртиком корпуса. На рис. IV—4,*б* преобразователь установлен в тонкой стенке (клапанной плите) толщиной порядка 5 мм и прижимается к ней жесткой пружиной. Преобразователь на рис. IV—4,*в* также прижат к клапанной плите пружиной, но выводной провод заключен в трубку, выведенную через сальник в атмосферу. При установлении преобразователей в соответствии с рис. IV—4,*а* и IV—4,*в* их размещают в нагнетательной полости, с тем чтобы сила давления прижимала преобразователи к стенке.

Усилие пружины должно быть рассчитано на разность давлений в цилиндре и нагнетательной полости.

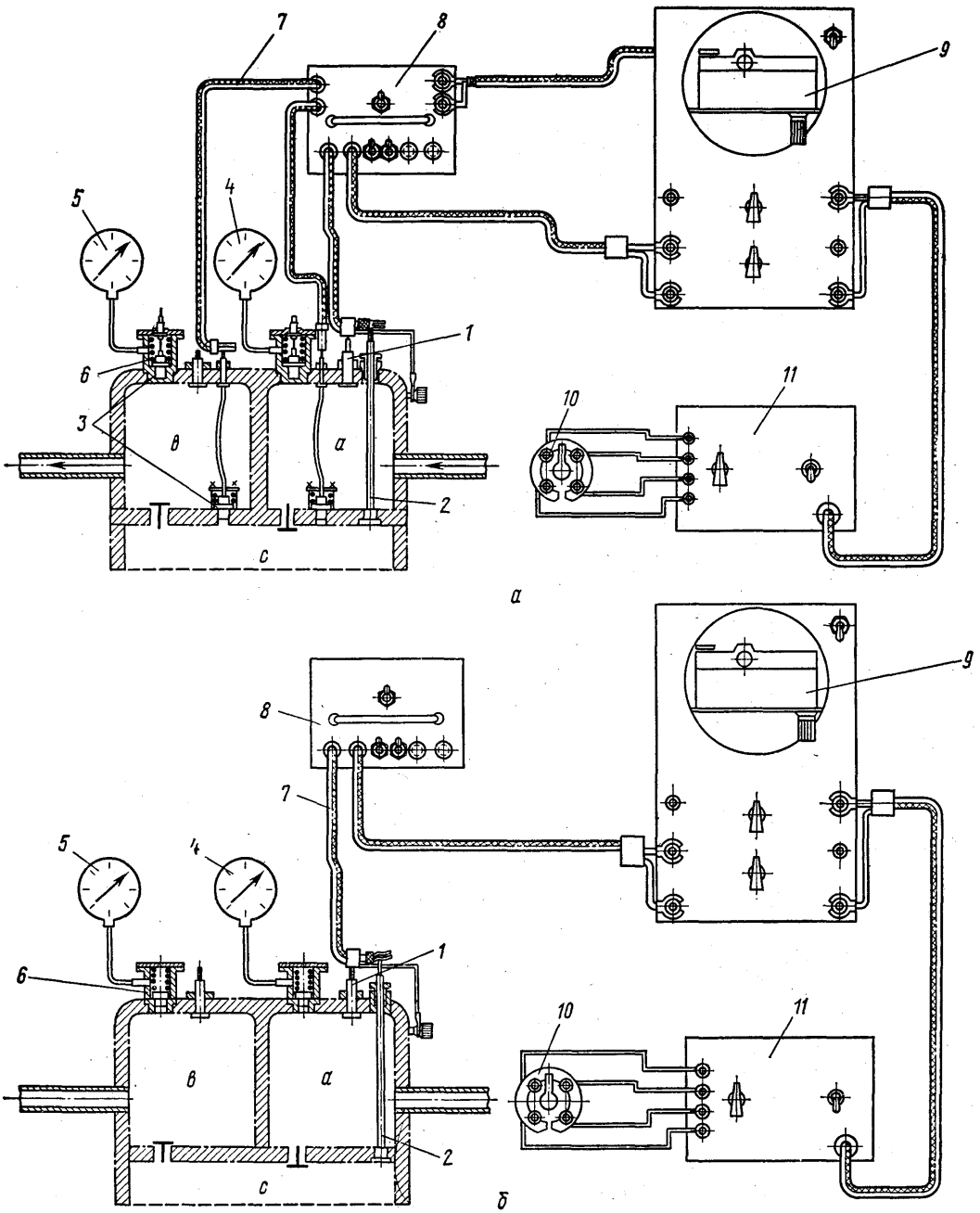


Рис. IV—2. Схемы индикаторов с электронно-лучевыми осциллографами:

а — полная; *б* — неполная: *1*, *2* — измерительные преобразователи давления; *3* — отметчики равных давлений; *4*, *5* — манометры всасывания и нагнетания; *6* — демпфер; *7* — соединительный кабель; *8* — катодный повторитель; *9* — осциллограф с фотоприставкой; *10* — отметчик положения; *11* — блок согласования

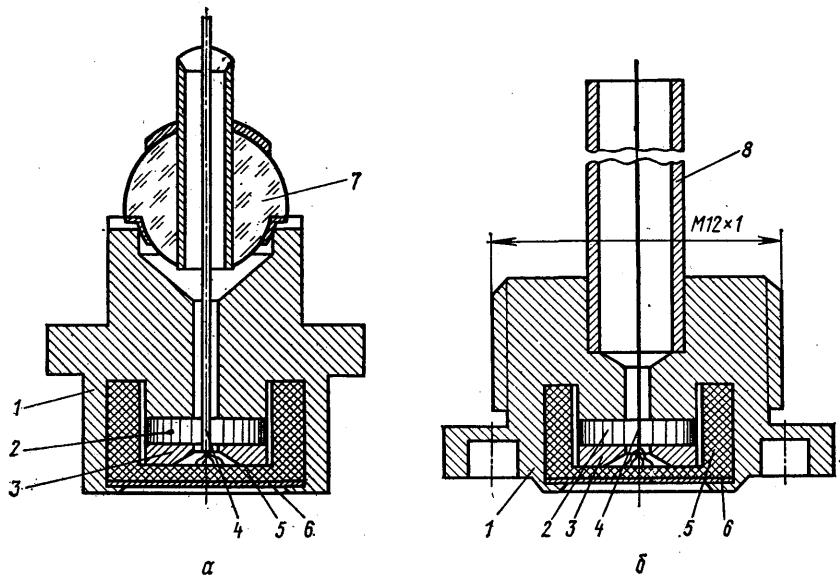


Рис. IV—3. Преобразователи давления:

а — с проходным контактом; *б* — с выводной трубкой; *1* — корпус; *2* — пьезоэлемент; *3* — электрод; *4* — выводной провод; *5* — фторопластовый стаканчик; *6* — герметизирующее донышко; *7* — стеклянный проходной контакт; *8* — выводная трубка

На рис. IV—4,*д* показано крепление преобразователя в полости крышки цилиндров для измерения пульсирующего давления в полости.

Основными деталями отметчика положения поршня (вала) (рис. IV—5) являются стержневой магнит, на котором закреплена катушка с обмоткой из медного провода диаметром 0,17—0,25 мм и числом витков, равным 200—250, и стальной флажок. Магнит с катушкой жестко закреплен на картере компрессора, а флажок — на торце коленчатого вала, маховике или муфте. При вращении вала флажок проходит мимо торца магнита с катушкой, вызывая импульсы ЭДС (см. рис. IV—5), которые регистрируются осциллографом или являются синхронизирующими в случае использования электронно-лучевого осциллографа; они используются также для контроля частоты вращения вала компрессора путем сравнения длительности промежутка времени между двумя импульсами ЭДС, соответствующего одному обороту вала, с временным масштабом развертки осциллографа. При работе с электронно-лучевым осциллографом этот масштаб определяют с помощью калибрационных меток, получаемых на экране от отдельного генератора; при работе со светолучевым осциллографом используют отметчик времени, входящий в комплект осциллографа.

Зная частоту f нанесения калибрационных меток (или колебаний подвижной части отметчика времени), получают период между двумя амплитудными значениями сигнала: $T = 1/f$ с. При числе периодов z время одного оборота вала (в с) составит $\tau = zT$, а частота вращения вала (в $с^{-1}$): $n = \left(\frac{1}{\tau}\right)$ $с^{-1}$.

Отметчик равных давлений представляет собой элемент релейного действия, срабатывающий в момент равенства давлений в двух полостях, с которыми он соединен. Конструкция отметчика (рис. IV—6) включает корпус *2*, подвижную пластинку *4*, перемещающуюся внутри направляющего кольца *5* в зазоре между нижним *6* и верхним *1* седлами, электроизоляционные прокладки *3*. Пластинка отметчика толщиной 0,08 мм и диаметром 4—6 мм выполнена из стали. Величина перемещения пластинки не превышает 20 мкм (обычно 8—12 мкм). Электрическими полюсами отметчика служат выводной провод, припаянный к верхнему седлу, и корпус, соединенный с машиной. Когда давления в полостях над пластинкой и под ней различны, она прижата к верхнему или нижнему седлу. Когда разность давлений меняет знак, пластинка перемещается с одного седла на другое и соответственно замыкает или размыкает электрическую цепь, воздействуя на осциллограф.

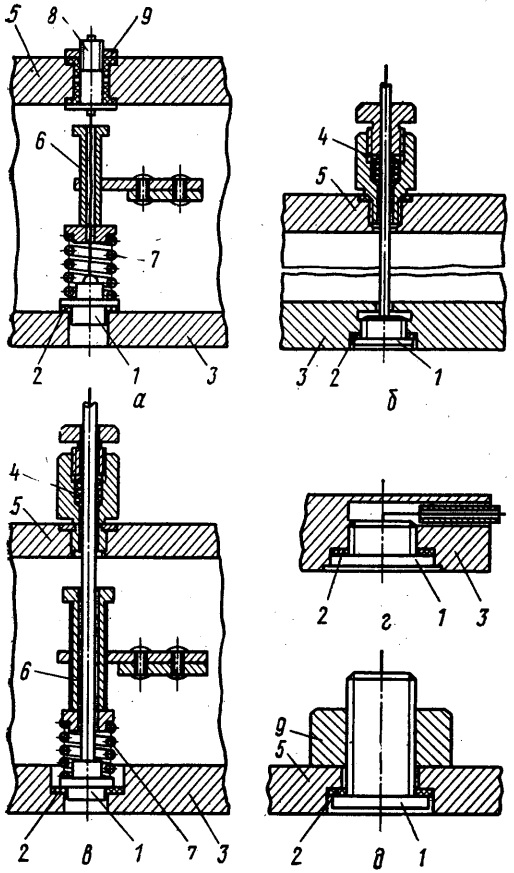


Рис. IV—4. Способы установки преобразователей давления:

а, в — прижатием пружиной к клапанной плите (с размещением в нагнетательной полости крышки цилиндров); *б, г* — ввертыванием в клапанную плиту; *д* — в полости крышки цилиндров; *1* — преобразователь давления; *2* — уплотняющая прокладка; *3* — клапанная плита; *4* — сальник; *5* — стенка крышки цилиндров; *6* — нажимная втулка; *7* — пружина; *8* — клемма; *9* — гайка

Для того чтобы погрешность нанесения на осциллограмму реперных точек была минимальной, конструкции седел выполняют с учетом назначения отметчика.

В отметчике, предназначенном для нанесения реперной точки, соответствующей давлению всасывания (рис. IV—6), нижнее седло изготовляют с заостренными выступами (рис. IV—6,*б*), а верхнее — с уплотняющим пояском; в отметчике же для нанесения реперной точки, соответствующей давлению нагнетания, верхнее седло изготовляют с заостренными выступами, а нижнее — с уп-

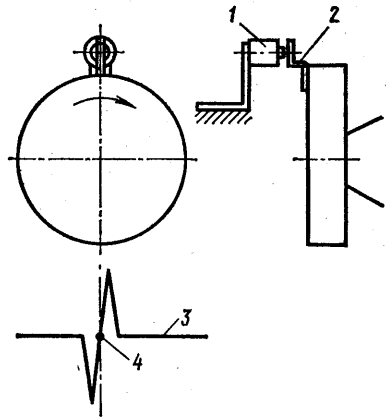


Рис. IV—5. Отметчик положения поршня:

1 — магнит с катушкой; *2* — флажок; *3* — кривая изменения ЭДС; *4* — момент, соответствующий ВМТ поршня

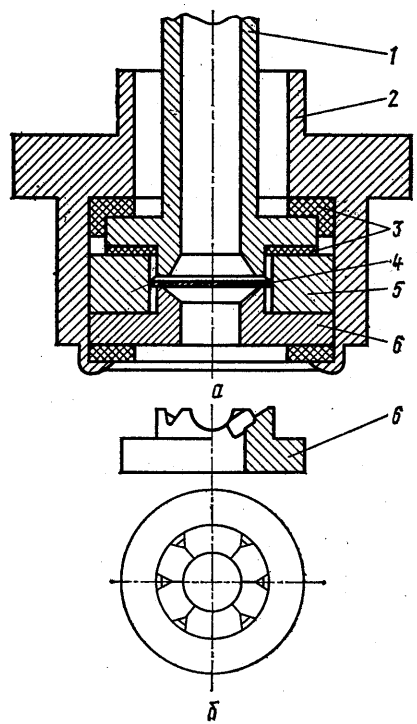


Рис. IV—6. Общий вид (*а*) отметчика равного давления для нанесения реперной точки, соответствующей давлению всасывания, и нижнее седло отметчика (*б*):

1 — верхнее седло; *2* — корпус; *3* — электроизоляционные прокладки; *4* — подвижная пластинка; *5* — направляющее кольцо; *6* — нижнее седло

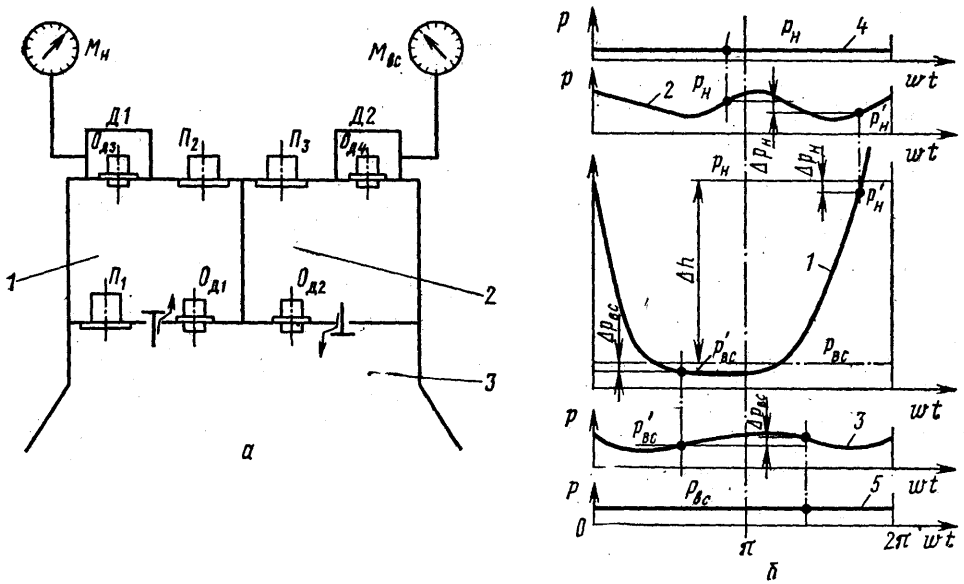


Рис. IV—7. Определение масштаба осциллограммы при работе по полной схеме:

а — размещение преобразователей: *1* — нагнетательная полость; *2* — всасывающая полость; *3* — цилиндр; *б* — осциллограммы давлений: *1, 2, 3* — осциллограммы давлений соответственно в цилиндре, нагнетательной и всасывающей полостях; *4, 5* — линии давлений; *Д1, Д2* — демпферы; $П_1$, $П_2$ — преобразователи; $О_{д1}$ — $О_{д4}$ — отметчики равных давлений; $M_н$ и $M_{вс}$ — манометры на стороне нагнетания и всасывания

лотняющим пояском. Заостренные выступы, на которых лежит пластинка до момента отрыва, не препятствуют проходу пара между ними; когда же пластинка прижата к уплотняющему выступу седла, пар через отметчик не перетекает.

Отметчики равных давлений выполняются в корпусах той же конструкции, что и корпуса преобразователей давления.

Катодный повторитель собран по схеме с плавающим нулем. В корпусе катодного повторителя размещена схема электрического преобразователя, включаемого в цепь отметчиков равных давлений. Она состоит из дифференцирующей RC-цепочки, усилителя и выпрямителей для питания электрической цепи отметчика равных давлений; питание схемы катодного повторителя и усилителя осуществляется от общих выпрямителя и трансформатора в корпусе катодного повторителя, причем это не оказывает заметного влияния на работу последнего, так как нагрузка на источник питания небольшая.

Блок согласования применяют при наличии нескольких отметчиков положения, а также при необходимости усилить сигнал от отметчика положения. Питание схемы осуществляется от сети переменного тока 220 В через выпрямитель и стабилизатор.

Определение масштаба осциллограмм давления при индицировании поршневых компрессоров. При работе с измерительной системой по полной схеме с применением отметчиков равных делений масштаб осциллограмм определяют с использованием мгновенных значений давлений в полостях всасывания и нагнетания в качестве противодавлений. С помощью отметчика $О_{д3}$ на осциллограмме давления в полости нагнетания (рис. IV—7) отмечают момент равенства давлений $p_н$ в этой полости и в демпфере *Д1* на нагнетании (по манометру $M_н$). С помощью отметчика $О_{д1}$ отмечают момент равенства давлений $p'_н$ в полости нагнетания и цилиндре. Аналогично с помощью отметчиков $О_{д4}$ и $О_{д2}$ отмечают моменты равенства давлений $p_{вс}$ в полости всасывания и демпфере *Д2* (по манометру $M_{вс}$), а также в полости всасывания и цилиндре $(p'_{вс})$.

При обработке осциллограмм давления от точки с давлением $p'_н$ откладывают отрезок $\Delta p_н$, взятый из осциллограммы давлений в нагнетательной полости и равный разности между давлением по манометру $M_н$ и давлением в цилиндре $(p_н - p'_н)$ с учетом знака; тем самым на осциллограмме давления в цилиндре отмечают давление, равное маномет-

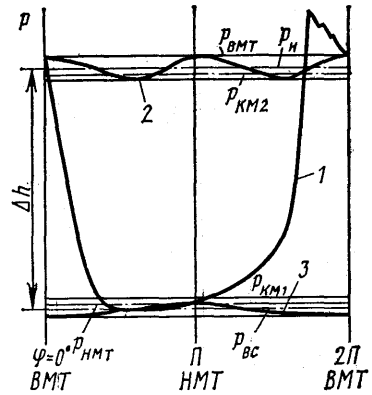


Рис. IV—8. Определение масштаба осциллограммы при работе по неполной схеме:

1, 2, 3 — осциллограммы давлений в цилиндре, нагнетательной полости, всасывающей полости; $p_н$ — среднее интегральное давление в нагнетательной полости (по показанию манометра)

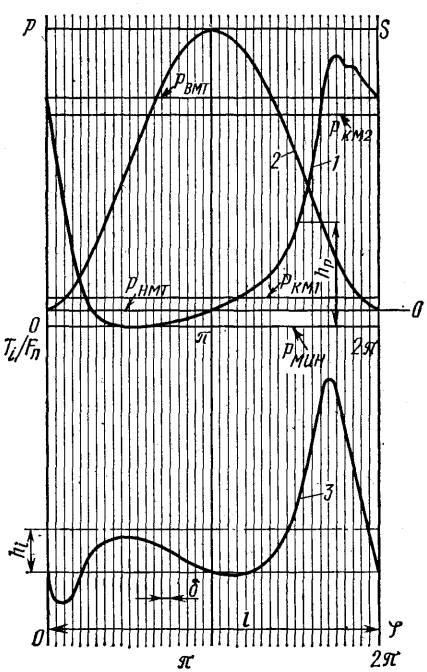


Рис. IV—9. К обработке осциллограмм давления:

1 — осциллограмма давления; *2* — зависимость $S(\varphi)$; *3* — зависимость $T_i/F_п$ от φ

рическому: $p_н = p'_н \pm \Delta p_н$. Аналогично отмечают и давление, равное манометрическому, по манометру $M_{вс}$: $(p_{вс} = p'_{вс} + \Delta p_{вс})$.

По этим двум известным давлениям и соответствующей им разности высот осциллограммы Δh (в мм) определяют масштаб (в кПа/мм):

$$\mu_p = (p_н - p_{вс})/\Delta h. \qquad (IV—4)$$

При работе с измерительной системой по неполной схеме для определения масштаба принимают, что в момент нахождения поршня в верхней мертвой точке давление в цилиндре равно давлению в нагнетательной полости, а в момент нахождения поршня в нижней мертвой точке давление в цилиндре равно давлению во всасывающей полости.

Масштаб определяют по следующей методике:

совмещают точки, соответствующие положению поршня в ВМТ, на осциллограммах давления в цилиндре и нагнетательной полости (рис. IV—8);

совмещают точки, соответствующие положению поршня в НМТ, на осциллограммах давления в цилиндре и всасывающей полости;

проводят линии средних интегральных давлений в нагнетательной и всасывающей полостях (эти давления равны давлениям по манометрам $M_н$ и $M_{вс}$ соответственно);

определяют масштаб осциллограммы μ_p по формуле (IV—4).

Понижение давления в нижней мертвой точке по сравнению с $p_{вс}$ обычно не превышает 5%; в пересчете на всю разность давлений $(p_н - p_{вс})$ это обусловливает максимальную погрешность в определении масштаба не более 2% по сравнению с определением его с помощью отметчиков равных давлений.

Обработка результатов индицирования поршневых компрессоров по осциллограммам давления. Осциллограмму давлений наносят на заранее подготовленную сетку, на которую наносят также зависимость $S(\varphi)$, где S — ход поршня (рис. IV—9).

С учетом зависимости $S(\varphi)$ осциллограмма давлений позволяет определять те же величины, что и индикаторная диаграмма: мгновенные давления пара, объемные коэффициенты, мгновенные тангенциальные усилия, индикаторную мощность и др.

Индикаторную мощность (в кВт) определяют по формуле

$$N_i = 167 \cdot 10^{-6} T_i R n, \qquad (IV—5)$$

где $R = S/2$ — радиус кривошипа, м; T_i — средняя тангенциальная сила, Н; n — частота вращения, $с^{-1}$.

Среднюю тангенциальную силу находят по диаграмме тангенциальной силы, перестро-

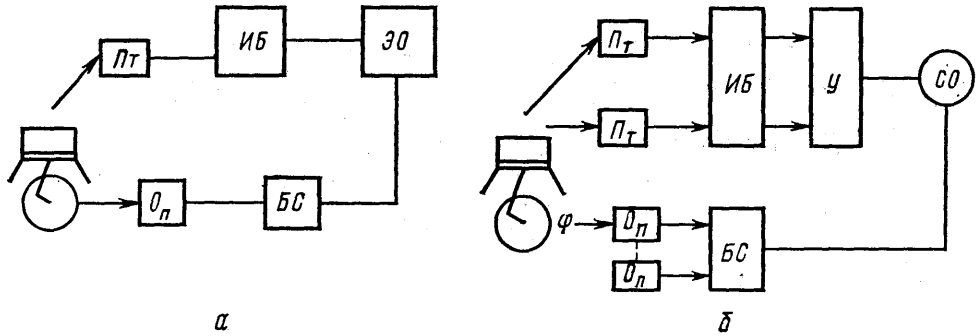


Рис. IV—10. Блок-схемы измерительной системы для измерения быстроменяющихся температур с электронно-лучевым (*а*) и светолучевым (*б*) осциллографами:
Пт — измерительный преобразователь температуры; *ИБ* — измерительный блок; *Оп* — отметчик положения поршня; *БС* — блок согласования; *ЭО* — электронно-лучевой осциллограф; *У* — усилитель; *СО* — светолучевой осциллограф

енной из осциллограммы давления:

$$T_i = h_i \mu_{Ti} F_{\text{п}}, \qquad \text{(IV—6)}$$

где h_i — средняя высота диаграммы тангенциальных сил, мм; μ_{Ti} — масштаб диаграммы, Н/(м² · мм) (обычно принимают $\mu_{Ti} = \mu_p$); $F_{\text{п}}$ — площадь поршня, м².

Среднюю высоту диаграммы h_i (в мм) находят по формуле

$$h_i = \frac{\delta \left\{ \sum_{\pi}^{2\pi} [k(\varphi) h_p] + \sum_{0}^{\pi} [k(\varphi) h_p] \right\}}{l},$$

где δ — расстояние между ординатами, мм; $k(\Phi) = \sin(\Phi + \beta)/\cos\beta$ — функция угла поворота вала, предварительно вычисленная для данной машины (здесь β — угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра); h_p — ордината, отсчитанная от линии $p_{\text{мин}}$ (см. рис. IV—9); l — длина осциллограммы.

Длину осциллограммы l и расстояние δ выбирают произвольно, но так, чтобы при соблюдении равенства $2\pi/\Delta\Phi = l/\delta$ значения $\Delta\Phi$ и δ были бы целыми числами.

Для облегчения расчетов составляют типовую таблицу, в которой приводят значения $k(\Phi)$ и в которую вносят значения ординат h_p, отсчитанных от $p_{\text{мин}}$.

Измерение быстроменяющихся температур

Схемы измерительной системы. Блок-схемы измерительной системы с электронно-лучевым и светолучевым осциллографами показаны на рис. IV—10.

Техническая характеристика измерительной системы для измерения быстроменяющихся температур

Область рабочих условий	
температура, °С	—270÷ +250
давление, кПа	(100÷150)10²
Максимальная чувствительность, мм отклонения луча осциллографа на 1°С амплитуды колебаний температуры	50
Постоянная времени измерительного преобразователя температуры, с	10^{-4}
Напряжение питания неуравновешенного моста, В	60—100
Сила тока, питающего преобразователь, мА	3—5

Первая схема включает измерительный преобразователь температуры, измерительный блок, электронно-лучевой осциллограф, а также отметчик положения поршня и блок согласования. Эта схема предназначена в основном для измерения переменной температуры в одной рабочей полости машины или последовательно в нескольких полостях.

Схема со светолучевым осциллографом включает многоканальные измерительный блок и усилитель сигнала (усилитель постоянного тока) и позволяет регистрировать одновременно сигналы, поступающие от нескольких преобразователей температуры.

Общая и измерительная схемы измерительной системы с электронно-лучевым осциллографом приведены на рис. IV—11.

Основными элементами схемы являются измерительный преобразователь температур, измерительный блок и электронно-лучевой осциллограф.

В корпусе измерительного блока размещены неуравновешенный мост, переключате-

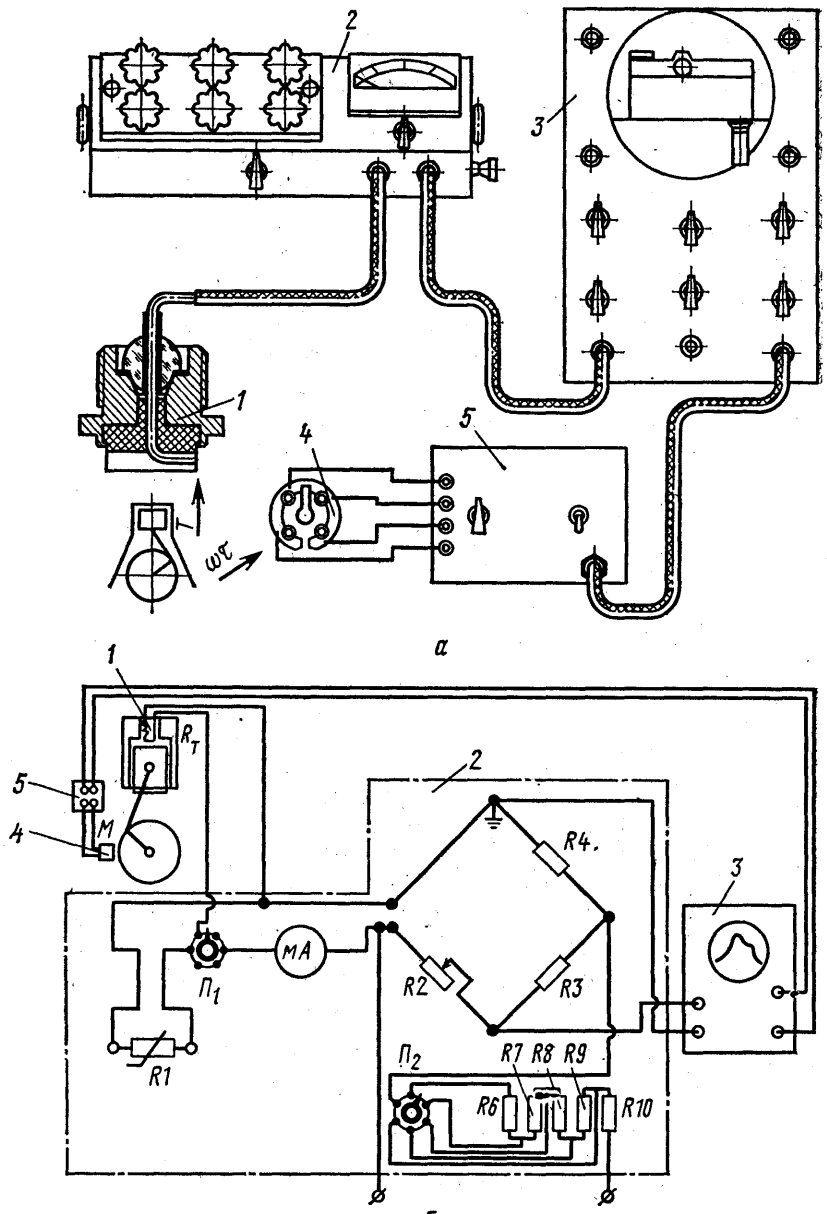


Рис. IV—11. Схемы измерительной системы с электронно-лучевым осциллографом:
а — общая; *б* — измерительная; *1* — преобразователь температуры; *2* — измерительный блок; *3* — осциллограф с фотоприставкой; *4* — отметчики положений; *5* — блок согласования

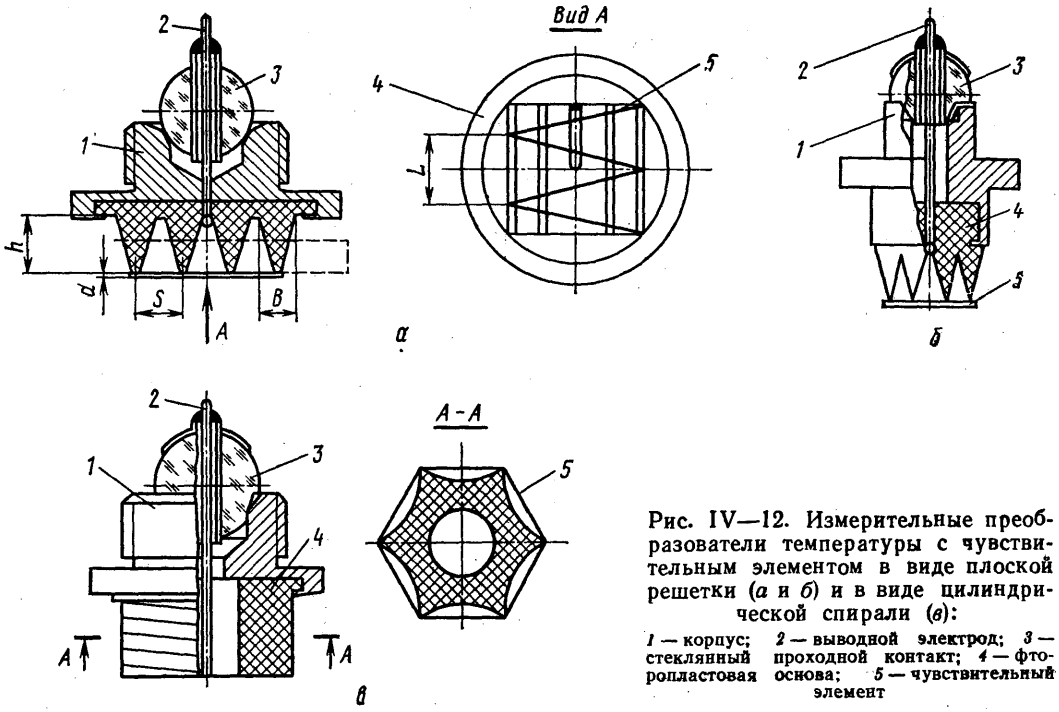


Рис. IV—12. Измерительные преобразователи температуры с чувствительным элементом в виде плоской решетки (*а* и *б*) и в виде цилиндрической спирали (*в*):

1 — корпус; *2* — выводной электрод; *3* — стеклянный проходной контакт; *4* — фторопластовая основа; *5* — чувствительный элемент

ли, реостат, магазин сопротивлений и миллиамперметр (рис. IV—11,*б*). В одно из плеч моста с помощью переключателя $П_1$ могут включаться поочередно преобразователь температуры с сопротивлением R_t, установленный в полости компрессора, и образцовый магазин сопротивления R_1 класса 0,1. Питание моста осуществляется от источника постоянного тока с ЭДС 60—100 В через реостат, выполненный в виде набора сопротивлений R_6—R_{10}, включаемых через переключатель $П_2$. Сила тока, питающего преобразователь (3—5 мА), контролируется с помощью миллиамперметра. Для балансировки моста служит изменяемое сопротивление R_2. Элементы схемы рассчитывают таким образом, чтобы была обеспечена линейная зависимость отклонения луча на осциллографе от изменения сопротивления преобразователя. Для обеспечения наибольшей чувствительности должно быть соблюдено также условие

$$R_5 \gg R_3 + R_4 \gg R_0 + R_2,$$

где R_5, R_2, R_3 и R_4, R_0 — сопротивления соответственно входное регистрирующего прибора, плеч моста и преобразователя температуры при 0° С.

Для получения осциллограммы изменения сопротивления преобразователя во времени в исследуемом процессе преобразователь переключателем $П_1$ включается в плечо моста.

Синхронизация осциллограммы осуществляется по сигналу отметчика положения поршня по ВМТ аналогично синхронизации осциллограммы давлений. Полученная осциллограмма фотографируется.

Для нанесения на осциллограмму реперных линий, необходимых для определения масштаба, используют метод замещения: после фотографирования переключателем $П_1$ в плечо моста вместо преобразователя включают магазин сопротивлений и поочередно подбирают два таких сопротивления, при которых отклонение луча на экране осциллографа соответствовали бы наивысшей и наинизшей точкам осциллограммы (рис. IV—12). Эти значения сопротивлений магазина будут равны сопротивлениям преобразователя в указанных крайних точках, т. е. его максимальному и минимальному сопротивлениям за время процесса.

Две основные конструкции первичных преобразователей показаны на рис. IV—12. Чувствительные элементы преобразователей выполнены из платиновой проволоки диаметром от 5 до 10 мкм либо в виде плоской решетки (*а*), либо в виде цилиндрической спирали (*б*), укрепленной на гребешковой основе из фторопласта-4. Заготовкой для чувствитель-

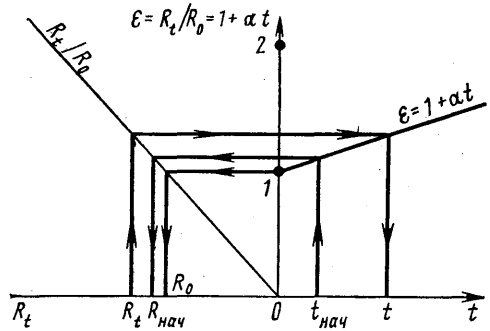


Рис. IV—13. Номограмма для обработки результатов измерений быстроменяющихся температур

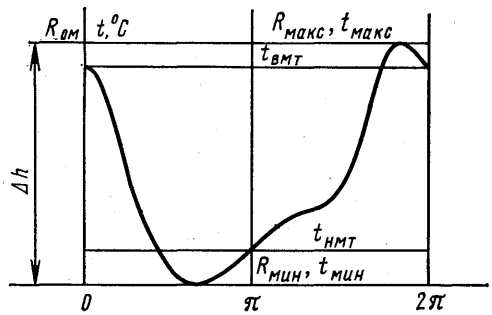


Рис. IV—14. Осциллограмма температур

ного элемента является платиновая проволока в медной оболочке.

Измерительные преобразователи температуры. Преобразователи температуры выполняют с металлическими корпусами, наружные размеры которых такие же, как и у корпусов преобразователей давлений.

При изготовлении преобразователя укрепляют на фторопластовой основе чувствительный элемент из платиновой проволоки в медной оболочке, а места пайки проволоки к корпусу преобразователя и выводному электроду закрашивают лаком, стойким к азотной кислоте. Окунают на 0,5—1 мин фторопластовую основу с укрепленной на ней проволокой в 50%-ный раствор азотной кислоты, нагретый до 95—98° С, и растворяют медную оболочку проволоки, после чего тщательно промывают преобразователь в кипящей дистиллированной воде. Для устранения влияния теплопроводности спаев концов проволоки с выводными электродами на показания преобразователя отношение длины проволоки к ее диаметру выбирают в пределах 2500 ÷ 5000.

Номинальное сопротивление чувствительного элемента в зависимости от модели преобразователя составляет обычно от 80 до 200 Ом.

Изготовленные преобразователи градуируют в термостате с целью получения зависимости сопротивления преобразователя от его температуры.

Для определения температуры преобразователя по его сопротивлению используют известное соотношение—см. уравнение (IV—1) с учетом того, что α платины составляет $(1/253)° C^{-1}$. С помощью этого соотношения находят $R_0 = R_{нач}/[1 + (t_{нач}/253)]$, предварительно измерив начальное сопротивление преобразователя $R_{нач}$ при известной температуре $t_{нач}$ (например, при комнатной). Затем определяют температуру преобразователя при различных сопротивлениях

$$t = 253\,(R_t - R_0)/R_0. \qquad \text{(IV—7)}$$

Для облегчения обработки результатов измерений можно пользоваться номограммой (рис. IV—13), которую строят для конкретного преобразователя (известны R_0 и $R_{нач}$) на основании соотношения (IV—1) в безразмерном виде:

$$\varepsilon = 1 + \alpha t, \qquad \text{(IV—8)}$$

где $\varepsilon = R_t/R_0$.

В правой части номограммы (в координатах t, ε) строят безразмерную характеристику преобразователя по уравнению (IV—8), в левой части (в координатах R_t, ε) — прямую, соответствующую уравнению $\varepsilon = R_t/R_0$ и называемую линией преобразователя. Линию преобразователя проводят через две точки — начало координат и точку с известными координатами $R_{нач}$ и $t_{нач}$ (при температуре среды, окружающей преобразователь, перед пуском машины). Порядок построения ясен из рис. IV—13.

Сопротивления преобразователя при 0° С R_0 и при начальной температуре $R_{нач}$ также могут быть определены по номограмме (см. рис. IV—13).

При обработке результатов измерений в левой части номограммы на оси абсцисс откладывают измеренное значение R_t, проводят вертикаль до пересечения с линией преобразователя, а затем горизонталь до пересечения с безразмерной характеристикой преобразователя. Абсцисса этой точки и дает искомое значение температуры t.

Определение масштаба осциллограммы температур. Для определения масштаба осциллограммы находят максимальную и минимальную температуры процесса, соответствующие максимальному и минимальному сопротивлениям преобразователя, измеренным описанным выше методом замещения (рис. IV—14).

Значения масштаба осциллограммы μ_t (в °С/мм) находят по формуле

$$\mu_t = (t_{макс} - t_{мин})/\Delta h,$$

где Δh — высота осциллограммы.

Метрологическая оценка измерительной системы. Для оценки предельной погрешности преобразования температуры среды в температуру чувствительного элемента служит следующая расчетная зависимость:

$$t_{пр} - t_{ср} = \frac{I^2 R_{пр}}{a\pi dl} + \frac{d\rho c}{4a} \cdot \frac{\partial t_{пр}}{\partial \tau} + \frac{C_{1,2}}{a}[(T_{пр}/100)^4 - (T_{ст}/100)^4] + \Delta t_{ст} \frac{1}{l\sqrt{4a/(d\lambda_{пр})}} + \frac{\Delta t_{ст}\lambda_{гр}(L-B)/h\,(\ln L/B)}{\lambda_{гр}\frac{L-B}{h\ln(L/B)} + \frac{\pi a}{\sqrt{4a/(d\lambda_{пр})}}} \times \frac{1}{\frac{S}{2}\sqrt{4a/(d\lambda_{пр})}} + (T_{тр} - T_{ср}), \quad (IV—9)$$

где $t_{пр}$, $t_{ср}$ — температуры соответственно проволоки и среды, °С; I — сила тока, питающего термометр, А; $R_{пр}$ — сопротивление чувствительного элемента, Ом; l и d — соответственно длина и диаметр проволоки, м; a — коэффициент теплоотдачи от проволоки к среде, Вт/(м² · К); ρ — плотность материала проволоки, кг/м³; c — удельная теплоемкость материала проволоки, кДж/(кг · К); $dt_{пр}/d\tau$ — скорость изменения температуры во времени (полученная из осциллограммы температур графическим дифференцированием), °С/ч; $C_{1,2}$ — коэффициент излучения, принимаемый равным 5,67 Вт/(м² · К⁴); S — шаг между гребешками основы (см. рис. IV—12), м; $T_{пр}$; $T_{ст}$ — абсолютные максимальные температуры соответственно проволоки и стенки, К; $\Delta t_{ст}$ — максимальная разность между температурой стенки цилиндра и температурой среды ($\Delta t_{ст} = t_{ст} - t_{ср}$), °С; L — шаг решетки, м; $\lambda_{пр}$, $\lambda_{гр}$ — теплопроводность соответственно проволоки и материала гребешков основы, Вт/(м · К); h и B — высота и ширина гребешка основы (см. рис. IV—12), м; $T_{тр} - T_{ср}$ — разность температур, обусловленная торможением потока, °С; $T_{тр}$ — температура заторможенного потока на поверхности проволоки, К.

Как известно из термодинамики [17]:

$$T_{тр} - T_{ср} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{w^2}{2R},$$

где k — показатель адиабаты холодильного агента (среды); w — максимальная скорость обтекания проволоки холодильным агентом, м/с; R — газовая постоянная холодильного агента, кДж/(кг · К).

Входящая в формулу (IV—9) величина $d\rho c/4a$ представляет собой постоянную времени преобразователя температуры τ (при измерениях температуры холодильных компрессоров с частотой вращения $n \leqslant 25$ с$^{-1}$ значение τ должно составлять примерно 10^{-4}с).

Значения коэффициента теплоотдачи α определяют экспериментально. Снимают две осциллограммы температур одним и тем же преобразователем, помещенным в рабочую полость компрессорной холодильной машины при двух значениях силы тока в измерительной схеме преобразователя. Одно значение силы тока I_1 равно номинальному, другое I_2 заведомо завышено и вызывает дополнительный подогрев чувствительного элемента преобразователя.

Значение коэффициента α определяют по формуле

$$a = \frac{0{,}86\left(I_2^2 R_{t2} - I^2{}_1 R_{t1}\right) + mc\left[(\partial t_{пр}/\partial \tau_2) - (\partial t_{пр}/\partial \tau_1)\right]}{F_т\,(t_{пр2} - t_{пр1})}, \quad (IV—10)$$

где m и $F_т$ — соответственно масса и площадь теплопередающей поверхности чувствительного элемента (остальные обозначения прежние).

В формулу (IV—9) подставляют наименьшее из двух полученных значений α.

Обычно предельная погрешность измерительной системы при измерении температур описанным методом не превышает 5° С при амплитуде колебаний 100° С и скорости изменения температуры среды $\partial t_{ср}/\partial \tau = 10^{4°}$ С/с.

ИЗМЕРЕНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПЛАСТИН КЛАПАНОВ

Схемы измерительной системы. Блок-схемы измерительной системы (рис. IV—15) включают электронно-лучевой или светолучевой осциллографы, резонансный измерительный преобразователь перемещения пластины клапана (рис. IV—15, *в*), контактный отметчик положения пластины (рис. IV—15, *г*), модулятор, индикатор, отметчик положения поршня и блок согласования (последние два

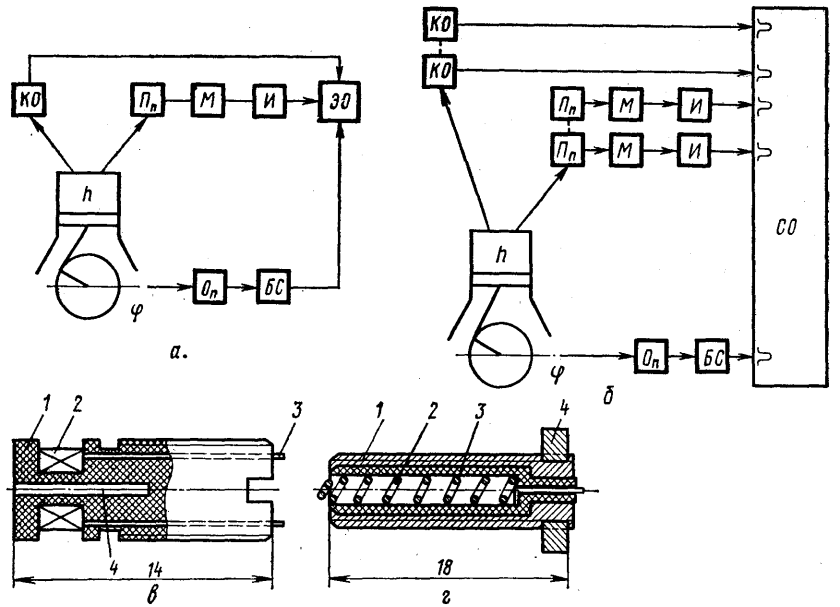


Рис. IV—15. Измерительная система для измерения перемещений пластин клапана:

а — блок-схема системы с электронно-лучевым осциллографом;
б — блок-схема со светолучевым осциллографом; $П_п$ — преобразователь перемещения; *М* — модулятор; *И* — индикатор; *КО* — контактный отметчик положения пластины; $О_п$ — отметчик положения поршня (вала); *БС* — блок согласования; *ЭО* — электронно-лучевой осциллограф; *СО* — светолучевой осциллограф;
в — преобразователь перемещения пластины: *1* — корпус; *2* — индуктивная катушка; *3* — выводные электроды; *4* — стальной сердечник;
г — контактный отметчик: *1* — корпус; *2* — пружинящий контакт; *3* — изолятор; *4* — контрящее устройство

элемента схемы аналогичны таковым у индикатора давления).

Техническая характеристика измерительной системы для измерения перемещений пластин клапанов

Диапазон измеряемых перемещений, мм	0,1—5
Рабочий диапазон	
давлений, кПа	$(1 \div 150)10^2$
температур, °С	$-270 \div +250$
Максимальная чувствительность, мм отклонения луча осциллографа на 1 мм размаха колебаний пластины клапана	50
Рабочий диапазон частот, Гц	0—100000
Предельная погрешность при измерении перемещений с размахом колебаний 3 мм, мм	0,1

Преобразователи и контактные отметчики хода пластины устанавливают в седле и розетке клапана.

При движении пластины клапана вблизи преобразователя хода изменяются параметры колебательного контура модулятора, что приводит к изменению собственной частоты колебаний в контуре. Частота этих колебаний зависит от величины перемещения пластины клапана; таким образом, при перемещении пластины возникает частотно-модулированный сигнал, который в индикаторе преобразуется в сигнал, пропорциональный по величине перемещению пластины, усиливается по мощности и регистрируется осциллографом [6].

Кривая на экране осциллографа представляет собой кривую перемещения пластины клапана. С помощью контактного отметчика на эту кривую наносят реперные точки, соответствующие определенному перемещению (подъему) пластины, которые служат для определения масштаба.

В качестве такой точки удобно использовать точку, соответствующую крайнему (нижнему или верхнему) положению пластины. В этом положении пластина, прижимаясь к седлу или розетке, замыкает контакт отметчика на корпус компрессора, и в цепи преобразователя хода и осциллографа проходит ток. Когда пластина отходит от седла или розетки, контакт прерывается и цепь обесточивается.

Синхронизация осциллограммы при использовании электронно-лучевого осциллографа проводится по сигналу отметчика положения соответствующего поршня по ВМТ аналогично синхронизации осциллограммы давлений. Полученная осциллограмма фотографируется.

Сигнал от контактного отметчика в зависимости от схемы измерительной системы подается в цепь яркостной модуляции электронно-лучевого осциллографа или на отдельный измерительный гальванометр светолучевого.

Основные элементы измерительной системы. В пазу корпуса преобразователя хода пластины, выполненного из фторопласта-4, размещена индуктивная катушка, концы которой припаяны к выводным электродам. Катушка выполнена из медного провода диаметром 0,06 мм с числом витков 200—300. Места пайки и катушка покрыты фторопластовым лаком. Для увеличения чувствительности в корпус запрессован стальной сердечник диаметром 1 мм.

Пружинящий контакт контактного отметчика выполнен со средним диаметром 1,2 мм из проволоки диаметром 0,3 мм и изолирован от корпуса керамическим изолятором.

Обработка результатов измерений. Для облегчения обработки результатов измерений можно пользоваться заранее полученной безразмерной амплитудной характеристикой измерительной системы:

$$a/a_0 = f(h/h_0), \qquad \text{(IV—11)}$$

где a — отклонение луча осциллографа, соответствующее перемещению пластины h; a_0 — отклонение луча осциллографа, соответствующее величине полного открытия клапана.

Над пластиной, где установлен преобразователь перемещения, фиксируют на определенных уровнях контактный отметчик и моменты прикосновения пластины к этому отметчику отмечают точками на кривой перемещения пластины.

ИЗМЕРЕНИЕ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА[1]

Измерение крутящего момента холодильного компрессора позволяет определить: изменение момента сопротивления компрессора в период пуска; мощность на валу компрессора в установившемся режиме (с более высокой точностью, чем другими методами).

При исследовании холодильных компрессоров нашли практическое применение следующие типы устройств для измерения крутящего момента: балансирные динамометры, торсионные приборы. Балансирные динамометры обладают, как правило, более высокой точностью по сравнению с торсионными приборами, но не могут быть использованы для измерения переменного момента с частотой выше единиц герц. Торсионные приборы позволяют проводить измерение постоянного и переменного моментов (до единиц килогерц), имеют небольшие габаритные размеры, но их использование связано с необходимостью применения более или менее сложной электронной аппаратуры.

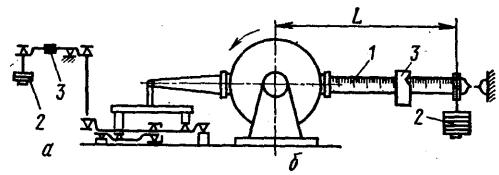


Рис. IV—16. Схема рычажного балансирного динамометра:

а — система с десятичными весами; *б* — система с одним рычагом: *1* — рычаг; *2* — основной уравновешивающий груз; *3* — дополнительный груз

Балансирные динамометры. Испытываемый механизм приводится во вращение двигателем балансирного динамометра, установленным на балансирной раме. Реактивный вращающий момент на корпусе двигателя измеряется с помощью силоизмерительного устройства.

В условиях отсутствия вибраций, применения специальных подшипников, высокой стабильности частоты вращения и при измерении постоянного момента балансирные динамометры позволяют проводить измерения с ошибкой 0,1—0,2%. Недостатками балансирных динамометров помимо сказанного выше являются сложность конструкции и высокая стоимость.

Измерение на балансирном динамометре сводится к уравновешиванию измеряемой силы силой известной величины, например силой тяжести груза, силой упругости деформируемого элемента или силой давления жидкости или газа на диафрагму или поршень.

Простейший рычажный балансирный динамометр имеет рычаг, который крепится к балансирному корпусу непосредственно в виде плеча или через промежуточную рычажную передачу (рис. IV—16). При измерении момента груз изменяют вручную, пока рычаг и балансирный корпус не установятся в нулевом положении. Находят применение также обычные десятичные и сотенные весы.

Для измерения медленно меняющихся моментов часто применяются маятниковые динамометры. Схема такого динамометра представлена на рис. IV—17. К плечу L прикладывается измеряемое усилие P, уравновешиваемое грузом Q, постоянно закрепленным на

[1] Раздел написан инж. В. С. Хорьковым

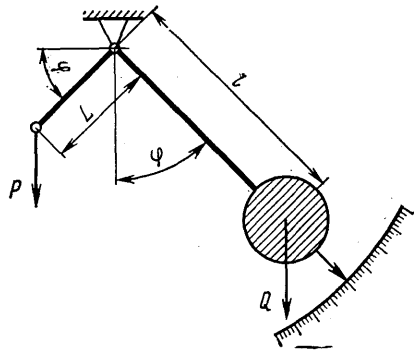


Рис. IV—17. Схема маятникового динамометра

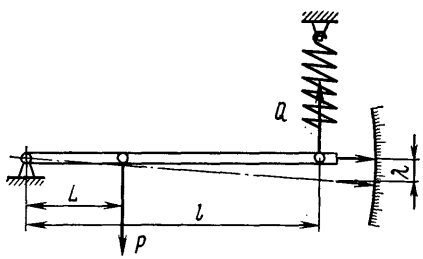


Рис. IV—18. Схема динамометра с упругим элементом

плече *l*. Угол φ служит мерой измеряемой силы. При условии предварительной тарировки точность измерения момента этим способом составляет 0,5—1% верхнего предела шкалы.

Применение в балансирных динамометрах упругих силоизмерителей позволяет производить измерение при малых отклонениях статора двигателя и использовать различные электрические датчики: индуктивные, тензометрические, емкостные и др.

Схема упругого силоизмерительного элемента представлена на рис. IV—18. Измеряемое усилие *p*, приложенное к плечу *L*, уравновешивается на плече *l* силой упругости пружины *Q*. Мерой измеряемого усилия является измеряемая величина деформации пружины λ.

Погрешность пружинных силоизмерителей 0,25—0,5%.

Из числа упругих электрических силоизмерителей наибольший практический интерес представляют силоизмерители с проволочными тензометрами сопротивления. Средняя квадратичная погрешность собственно тензодинамометра обычно не превышает при работе в ограниченном температурном диапазоне ±0,3—0,5%. Дополнительные погрешности вносятся усилителем (до ±0,3%) и гальванометром осциллографа (до ±0,5%) Поэтому при регистрации на светолучевом осциллографе случайная погрешность составляет от ±0,5% до ±2—3%.

На точность измерения момента балансирным динамометром существенно влияет способ подвески его статора, т. е. конструкция балансирных опор. Наибольшее применение находят опоры, выполненные на обычных самоустанавливающихся подшипниках качения.

Погрешность трения в подшипниках можно уменьшить, если разгрузить их от веса статора. Разгрузку осуществляют, компенсируя вес статора специальным противовесом либо с помощью пружин.

Торсионные приборы. В торсионных приборах измерение крутящего момента сводится к определению величины деформации упругого элемента, расположенного в цепи передачи момента. В зависимости от способа измерения деформации торсионные приборы можно разделить на два подкласса: тензометрические приборы, в которых производится местное измерение деформации на ограниченном участке упругого элемента; крутильные торсиометры, в которых измеряется угол закручивания упругого элемента между двумя выбранными его сечениями.

По типу используемых преобразователей измерения деформации или угла закручивания наибольшее применение находят электрические преобразователи крутящего момента.

В индуктивных преобразователях, применяемых для измерения момента, в результате закручивания упругого элемента происходит изменение зазора в магнитной системе. Это приводит к изменению индуктивности катушек. В большей части приборов, использующих этот метод, для связи с вращающимся валом применяются контактные токосъемники. Схема такого прибора представлена на рис. IV—19. Особенность прибора — применение в компенсационной схеме двух аналогичных индуктивных преобразователей. Один из них установлен непосредственно на вращающемся валу *1*. Он крепится к двум массивным фланцам *2* и *3*. На одном установлен сердечник с катушками *4*, на другом — якорь *5*. При нагружении вал *1* скручивается и зазоры между якорем и обоими сердечниками изменяются в противоположных направлениях. Другой преобразователь *6* установлен неподвижно. Связь с преобразователем на валу осуществляется через контактный токосъемник *7*. Погрешность измерения не превышает 2—3% при измерении постоянного момента и 3—4% при измерении переменных моментов в диапазоне частот 0—50 Гц.

Общими преимуществами индуктивных торсиометров являются широкий диапазон рабочих скоростей, малое выходное сопротивле-

ние, а следовательно, и невысокий уровень помех, высокая чувствительность, возможность применения мостовых измерительных схем, устойчивость к воздействию окружающей среды (загрязнение, влажность и т. д.). сравнительно простая аппаратура.

Тензометры сопротивления широко применяют для измерения деформаций, в том числе в торсионных преобразователях. Часто для измерения крутящего момента используют мостовую схему с четырьмя тензометрами, которые наклеиваются на вал под углом 45° к оси. Мостовая схема позволяет значительно уменьшить влияние изменений температуры и изгибных деформаций вала. Погрешность измерения тензометрами сопротивления составляет не менее 5—10%, когда установка предварительно не тарируется, и может быть снижена до 1—2% при непосредственной тарировке путем нагружения вала.

Преимущества тензометрических преобразователей — малые размеры, отсутствие сложных механических конструкций, небольшая измерительная база. Недостатки — необходимость применения токосъемников, неполная компенсация влияния изменений температуры и изгибных деформаций вала, достаточно сложная электронная аппаратура.

Принцип действия магнитоупругих датчиков основан на изменении магнитных свойств ферромагнитных материалов под действием механических сил. В простейшем из применяемых магнитоупругих преобразователей — торсиометре перекрестного типа, схема которого приведена на рис. IV—20, две обмотки с сердечниками П-образной формы расположены перпендикулярно друг другу и помещены у поверхности вала с зазором 2—3 мм. Одна из катушек питается переменным током. Поле этой катушки симметрично относительно сердечника второй (измерительной) катушки. С появлением крутящего момента симметрия поля нарушается и в измерительной катушке возникает сигнал, пропорциональный приложенному моменту.

Недостатками перекрестных торсиометров являются зависимость чувствительности от величины воздушных зазоров и влияние изменений напряжения питания обмотки возбуждения. К числу достоинств перекрестных торсиометров следует отнести простоту конструкции, возможность работы без контакта с валом и в загрязненной среде.

В технике измерения крутящего момента находят применение временные и фазовые методы измерения. Установки для измерения временным методом работают следующим образом. В цепи передачи момента устанавливается упругий элемент, на концах которого расположены измерительные диски с соответствующими метками, равномерно расположенными по периферии дисков. Рядом с дисками

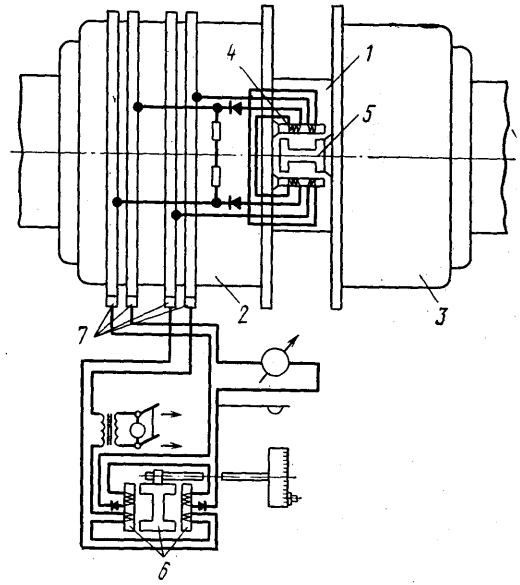


Рис. IV—19. Схема торсионного индуктивного динамометра

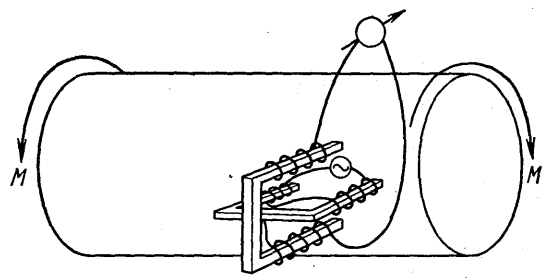


Рис. IV—20. Схема магнитоупругого динамометра перекрестного типа

устанавливают неподвижно индуктивные, емкостные, фотоэлектрические или другие бесконтактные датчики. При вращении дисков происходит считывание меток датчиками. Временное соотношение между последовательностью сигналов одного датчика относительно сигналов второго зависит от угла закручивания упругого элемента и скорости вращения. По временному соотношению и известной скорости вращения определяются угол закручивания вала и, следовательно, величина момента.

Преимуществами приборов временного метода является простота конструкции преобразователя, нечувствительность к изгибным

и сжимающим усилиям в упругом элементе, возможность применения цифровой индикации.

К недостаткам следует отнести непрямое показание момента, трудность измерений в переходных режимах, невозможность прямой тарировки при неподвижном положении вала.

Фазовый метод измерения крутящего момента сходен с временным, но отличается тем, что здесь измеряется не временное запаздывание, зависящее от скорости вращения, а отношение временного сдвига к периоду вращения, которое зависит только от угла закручивания упругого элемента. Фазовому методу присущи те же преимущества и недостатки, что и временному методу.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — отклонение луча осциллографа при измерении перемещений пластины клапана, мм;
a_0 — отклонение луча осциллографа, соответствующее полному открытию клапана, мм;
B — ширина гребешка основы, м;
c — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);
$C_{1,2}$ — коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴);
d — диаметр, м;
f — частота, Гц;
$F_п$ — площадь поршня, м²;
$F_т$ — площадь поверхности чувствительного элемента преобразователя температуры, м²;
h — высота гребешков основы, м;
h — перемещение пластины клапана, мм;
h_0 — перемещение пластины клапана, соответствующее его полному открытию, мм;
h_i — средняя интегральная высота диаграммы тангенциальных сил, мм;
h_p — ордината осциллограммы давлений, отсчитанная от линии $p_{мин}$, мм;
Δh — высота осциллограммы, мм;
I — сила тока, А;
k — показатель адиабаты холодильного агента;
$K(\varphi)$ — безразмерная функция угла поворота вала;
L — шаг решетки чувствительного элемента преобразователя температуры, мм;
l — длина (проволоки, осциллограммы), мм;
m — масса чувствительного элемента преобразователя температуры, кг;
N_i — индикаторная мощность, кВт;
n — частота вращения вала, $с^{-1}$;
p — давление, Па;
p' — мгновенные давления в полостях компрессора, Па;
$p_{вс}$ — давление во всасывающей полости, Па;
$p_н$ — давление в нагнетательной полости, Па;
$p_{мин}$ — минимальное давление на осциллограмме, Па;
R — радиус кривошипа, м;
R — газовая постоянная, кДж/(кг · К);
R_t — сопротивление преобразователя температуры при температуре $t°$ С, Ом;
R_0 — сопротивление преобразователя температуры при 0° С, Ом;
$R_{нач}$ — начальное сопротивление преобразователя температуры, Ом;
S — ход поршня, м;
t — время, с;
T — абсолютная температура, К;
$T_{пр}$ — абсолютная температура проволоки, К;
$T_{ст}$ — абсолютная температура стенки цилиндра (максимальная), К;
$T_{тр}$ — абсолютная температура заторможенного потока на поверхности чувствительного элемента, К;
T_i — средняя тангенциальная сила от давления пара в цилиндре, Н;
t — температура, °С;
$t_{нач}$ — начальная температура преобразователя температуры, °С;
$t_{пр}$ — температура проволоки, °С;
$t_{ср}$ — температура среды, °С;
w — скорость обтекания проволоки, м/с;
α — температурный коэффициент материала, 1/°С;
α — коэффициент теплоотдачи от проволоки к среде, Вт/(м² · К);
β — угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра, рад;
δ — расстояние между давлениями на оси абсцисс осциллограммы давлений, мм;
ε — безразмерная функция температуры;
$\lambda_{пр}$ — теплопроводность проволоки (чувствительного элемента), Вт/(м · К);
$\lambda_{гр}$ — теплопроводность материала гребешков основы, Вт/(м· К);
μ_p — масштаб осциллограммы давлений, Н/(м² · мм);
μ_t — масштаб осциллограммы температур, °С/мм;
μ_{Ti} — масштаб диаграммы удельных тангенциальных сил, Н/(м² · мм);
ρ — плотность, кг/м³;
τ — время, с;
φ — угол поворота вала, рад.

Условные обозначения на рисунках

БС — блок согласования;
И — индикатор;
ИБ — измерительный блок;
КО — контактный отметчик;
КП — катодный повторитель;
М — модулятор;

$О_п$ — отметчик положения поршня (вала);
$П_1$, $П_2$ — переключатели;
$П_д$ — измерительный преобразователь давления;
$П_п$ — измерительный преобразователь перемещения;
$П_т$ — измерительный преобразователь температуры (термопреобразователь сопротивления);
СО — светолучевой осциллограф;
У — усилитель;
ЭО — электронно-лучевой осциллограф.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Агарев Е. М., Медовар Л. Е., Тимохин А. А.* Электронные индикаторы давления с малогабаритными пьезокерамическими датчиками. — Холодильная техника, 1967, № 7, с. 55—58.

2. *Агарев Е. М., Медовар Л. Е.* Определение масштаба осциллограмм давления при индицировании компрессоров с использованием переменных давлений в рабочих полостях. — Холодильная техника, 1966, № 11, с. 25—29.

3. *Агарев Е. М., Медовар Л. Е.* Приборы и методы электрических измерений при исследовании холодильных компрессоров. — В сб.: Важнейшие работы в области холодильной техники и технологии. ВНИХИ, 1970, с. 47—60.

4. *Агарев Е. М., Медовар Л. Е.* Малоинерционный термометр сопротивления для измерения температур в рабочих полостях холодильных компрессоров. — Холодильная техника, 1969, № 4, с. 17—22.

5. *Агарев Е. М., Персиянинов Л. С.* Приборы для исследования клапанов холодильных компрессоров. — ЦНИИТЭИмясомолпром, 1969, с. 3—21.

6. *Атамалян Э. Г.* Приборы и методы измерения электрических величин. — М.: Высшая школа, 1982. — 235 с.

7. *Бычковский Р. В.* Приборы для измерения температуры контактным способом. — М.: Высшая школа, 1979. — 80 с.

8. *Гинзбург В. Б.* Магнитоупругие датчики. — М.: Энергия, 1970. — 125 с.

9. *Гордов А. Н.* Измерения температур газовых потоков. — М.: Машгиз, 1962. — 180 с.

10. *Коробков В. П.* Основы метрологии и теории точности измерительных устройств. — М.: Издательство стандартов, 1978. — 345 с.

11. *Ильинская Л. С., Помарьков А. Н.* Полупроводниковые тензодатчики. — М.: Энергия, 1966. — 242 с.

12. *Правила 28—64.* Измерение расхода жидкости, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. — М.: Издательство стандартов, 1980. — 40 с.

13. *Приборы* для измерения быстроменяющихся температур в рабочих полостях холодильных компрессорных машин. — М.: ЦНИИТЭИмясомолпром, 1971.

14. *Психрометрические* таблицы. — М.: Гидрометиздат, 1971. — 90 с.

15. *Пучкин Б. И.* Приклеиваемые тензодатчики сопротивления. — М.: Энергия, 1966. — 128 с.

16. *Рудашевский Г. Е.* Пьезокерамические вибродатчики. — М.: Институт техноэкономической информации АН СССР, 1956. — 128 с.

17. *Техническая* термодинамика/под ред. В. И. Крутова. — М.: Высшая школа, 1971. — 168 с.

18. *Туричин А. М.* Электрические измерения неэлектрических величин. — М.: Энергия, 1966. — 130 с.

19. *Фролов Л. Б.* Измерение крутящего момента. — М.: Энергия, 1967. — 64 с.

20. *Ширманов Ф. М.* Циферблатные автоматически уравновешивающие указательные приборы. — В сб.: Весоизмерительные приборы и испытательные машины. М.: Машгиз, 1959. — 244 с.

21. *Электрические* измерения /под ред. В. Н. Малиновского. — М.: Энергоиздат, 1982.

ГЛАВА V
ИСПЫТАНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Виды испытаний. Холодильные машины подвергают испытаниям в целях определения их основных потребительских характеристик, показателей конструктивного совершенства и качества изготовления, а также в процессе создания и совершенствования новых образцов. Эти испытания различаются по назначению, а также по виду и номенклатуре определяемых характеристик и выполняемых измерений. Испытания подразделяются на приемо-сдаточные, периодические, типовые, приемочные, исследовательские.

Приемо-сдаточные испытания предназначены для определения того минимума показателей, которого достаточно для установления допустимости поставки машины заказчику и ввода ее в эксплуатацию. Этому виду испытаний подвергается каждая единица продукции. В зависимости от особенностей холодильных машин в объем испытаний могут входить определения характеристик некоторых основных элементов: компрессора, теплообменных аппаратов, систем автоматического управления и защиты и др. В случаях, когда испытать те или иные элементы в составе холодильной машины невозможно или нецелесообразно, проводят отдельные испытания этих элементов (определение прочности, плотности, сопротивления изоляции и т. п.). Наиболее сложные элементы холодильной машины (компрессор, компрессорный агрегат и т. п.) в ряде случаев подвергают самостоятельным приемо-сдаточным испытаниям. Такие испытания обязательны, когда тот или иной элемент холодильной машины является конечной продукцией. Иногда испытания компрессоров могут быть выполнены в составе холодильной машины или агрегата.

Периодические испытания проводятся изготовителем в целях проверки стабильности характеристик выпускаемых машин. Периодическим испытаниям подвергают единицы продукции через определенные интервалы времени в зависимости от объемов производства. Для наиболее крупных машин (абсорбционные, аммиачные и пропановые с центробежными компрессорами или крейцкопфными поршневыми) эти испытания могут проводиться на объектах эксплуатации.

При периодических испытаниях определяют основные эксплуатационные характеристики: холодопроизводительность, потребляемую мощность, обеспечение работы в заданном режиме, в том числе и при автоматическом регулировании.

Типовые испытания назначаются в случаях, когда проводимые усовершенствования в конструкции и технологии изготовления, изменения используемых материалов и комплектующих изделий могут заметно повлиять на потребительские характеристики машин.

Объем типовых испытаний обычно соответствует объему периодических или (в обоснованных случаях) может быть сокращен и включать определение лишь тех характеристик, на которых могут сказаться произведенные изменения.

Приемочным испытаниям подвергают машины новых типоразмеров перед их постановкой на серийное производство. Эти испытания содержат два этапа: предварительные испытания, проводимые разработчиком и изготовителем; собственно приемочные испытания, проводимые специально назначенными комиссиями, которые на основании рассмотрения материалов предварительных испытаний назначают объем испытаний на данном этапе. По результатам приемочных испытаний принимаются решения о постановке испытываемого оборудования на серийное производство, а также о необходимых усовершенствованиях.

Приемо-сдаточные испытания предусматривают определение всех основных эксплуатационных и технических характеристик: холодопроизводительности при заданных температурных режимах работы; расхода энергии при этих же режимах; расхода охлаждающей воды или воздуха; эффективности теплообменных аппаратов; эффективности систем автоматического регулирования и защиты; надежности, эксплуатационного ресурса и ремонтопригодности; виброакустических характеристик; занимаемой площади и массы; эргономических показателей (удобство обслуживания, монтажа, транспортировки); эстетического совершенства.

Проведение приемо-сдаточных, периодических и приемочных испытаний регламентируется системой государственных и отраслевых стандартов, устанавливающих содержание и объем испытаний, методику их про-

Таблица V-1 *Стандарты, регламентирующие требования к испытаниям холодильных машин*

Группа оборудования	Наличие стандарта, устанавливающего требования к испытаниям	
	приемо-сдаточным и периодическим	приемочным
Агрегаты компрессорно-конденсаторные, компрессорно-испарительные, машины для охлаждения жидкостей или воздуха одноступенчатые с поршневыми и винтовыми компрессорами	ОСТ 26.03-2011—79	Разрабатывается стандарт ИСО
Агрегаты и машины с центробежными компрессорами	ОСТ 26.03-2020-81	Разрабатывается РТМ
Агрегаты и машины абсорбционные, водоаммиачные и бромистолитиевые	ОСТ 26.03-286—77 ОСТ 26.03-1230—75	ОСТ 26.03-286—77 ОСТ 26.03-1230—75
Компрессоры поршневые и компрессорные агрегаты с поршневыми компрессорами	ГОСТ 13019—77	ОСТ 26.03-2006—77 ИСО 917—74 СТ СЭВ 665—77
Компрессоры винтовые	Разрабатывается ОСТ	—
Аппараты теплообменные		
кожухотрубные (конденсаторы, испарители)	ОСТ 26-291—79	ОСТ 26.03-2019—81
трубчато-ребристые (конденсаторы, воздухоохладители)	Разрабатывается ОСТ	ОСТ 26.03-2019—81
Аппараты емкостные (ресиверы, маслоотделители и др.)	ОСТ 26-291—79	ОСТ 26-291—79

ведения. Перечень стандартов приведен в табл. V-1. Эти стандарты устанавливают требования к объему получаемых характеристик, к режимам работы, при которых должны проводиться испытания. Режимы задают, устанавливая значения рабочих параметров: температур кипения или хладоносителя; температур конденсации или среды, охлаждающей конденсатор и переохладители; температур сред, греющей генератор и охлаждающей абсорбер (для абсорбционных машин); расходов хладоносителя, охлаждающих и греющих сред.

Исследовательские испытания проводят в целях совершенствования холодильных машин и их элементов, а также для разработки новых конструкций. Эти испытания выполняют на натурных машинах или элементах, на макетах машин или отдельных узлов, установленных на специальных стендах. Исследовательские испытания преследуют цель углубленного изучения зависимости характеристик от конструктивных параметров и условий работы. Исследовательские испытания не регламентируются стандартами. Они находятся в состоянии непрерывного совершенствования в целях расширения знания о процессах, происходящих в холодильных машинах.

На последних этапах создания машин исследовательские испытания, проводимые в лабораториях разработчиков и заводов-изготовителей, производят на опытных образцах машин, предназначенных к серийному выпуску. Содержание и объем исследовательских испытаний устанавливаются исполнителями этих работ по индивидуальным программам и методикам.

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

К основным характеристикам холодильных машин любого типа относятся холодопроизводительность и потребляемая энергия (мощность). При этом холодопроизводительность может быть определена различным образом.

Холодопроизводительность брутто — количество теплоты, отводимой холодильным агентом в заданных условиях работы: температуры кипения, конденсации, перегрев пара в испарителе, наличие или отсутствие регенеративного теплообмена между жидким и парообразным холодильным агентом.

Холодопроизводительность нетто — количество теплоты, отводимой от охлаждаемого объекта холодильной машиной или установкой посредством хладоносителя (воздух, вода или другая жидкость).

Таблица V-2 *Параметры, определяющие сравнительные режимы*

Вид оборудования	Температура					
	холодильного агента				хладоносителя	воды или воздуха
	кипения	конденсации	на всасывании в компрессор	переохлаждения	на выходе из испарителя	на входе в конденсатор
Компрессоры и компрессорные агрегаты	+	+	+	+	—	—
Агрегаты						
компрессорно-конденсаторные	+	—	+	—	—	+
компрессорно-испарительные	—	+	—	—	+	—
Машины						
для охлаждения жидкостей	—	—	—	—	+	+
для охлаждения воздуха и газовых сред	—	—	—	—	+	+

Примечание. Знак + свидетельствует о наличии данного параметра в нормативной документации.

Различие между этими видами холодопроизводительности обусловлено тем, что в первом случае учитывают паразитные теплопритоки к испарителю, к всасываемому пару (на пути от испарителя к компрессору), к жидкому холодильному агенту (на пути от дросселирующего устройства до испарителя), аналогичные теплопритоки в абсорбционных холодильных машинах и в холодильных машинах других типов.

В ряде случаев вместо холодопроизводительности нетто, в качестве характеристики холодильной машины, определяют ее способность охладить заданный расход хладоносителя (вода, рассол) на определенное число градусов.

Для характеристики холодильных установок используют также полезную холодопроизводительность — количество теплоты, отводимое непосредственно от охлаждаемого объекта (холодильная камера, охлаждаемые продукты и т. п.). Полезная холодопроизводительность отличается от холодопроизводительности нетто на величину теплопритоков к холодильному агенту или хладоносителю на участках от холодильной машины до охлаждаемого объекта.

ИСПЫТАНИЯ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

К испытаниям парокомпрессионных холодильных машин относятся и испытания агрегатов различного назначения и комплектности: комплексная холодильная машина; компрессорно-конденсаторный агрегат; компрессорно-испарительный агрегат (при вынесенных конденсаторах); компрессорный агрегат.

При определении основных характеристик холодильных машин для обеспечения их сопоставимости назначаются сравнительные режимы. Сравнительные режимы для проведения испытаний и параметры, определяющие эти режимы для различного холодильного оборудования (табл. V-2), соответствуют основному назначению этого оборудования.

Испытания малых холодильных машин

Для малых холодильных машин (поршневые и ротационные герметичные холодильные агрегаты с воздушным охлаждением конденсаторов холодопроизводительностью от 0,325 до 1,28 кВт и от 280 до 1100 ккал/ч в номинальном среднетемпературном режиме) стандарт (ГОСТ 22502—77) предусматривает следующий объем испытаний.

При приемо-сдаточных испытаниях: проверка на прочность и плотность; испытания электрической прочности и сопротивления изоляции; измерение сопротивления цепи заземления; взвешивание агрегата; проверка комплектности; проверка влагосодержания.

При периодических испытаниях: определение массы; определение номинальных холодопроизводительности и потребляемой мощности; измерение температуры обмотки электродвигателя; проверка возможности пуска при пониженном напряжении; проверка ра-

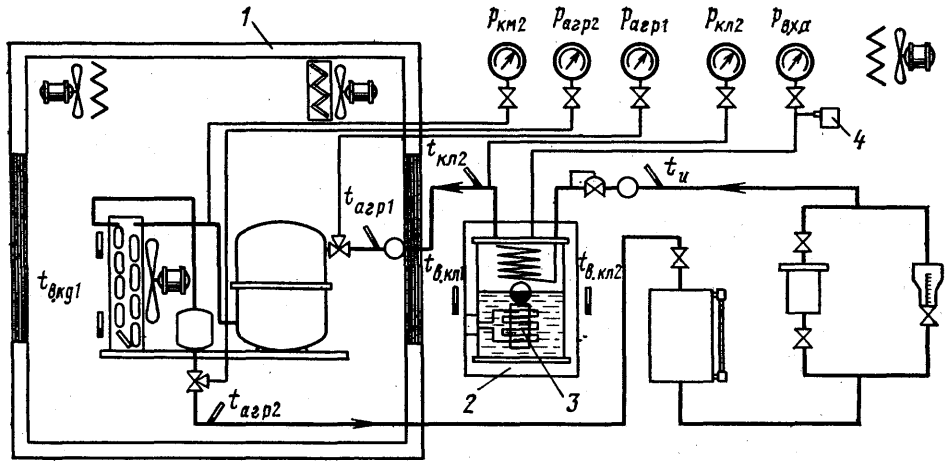


Рис. V—1. Схема стенда для испытания малых холодильных агрегатов:
1 — камера; *2* — калориметр; *3* — электронагреватель; *4* — реле высокого давления

боты приборов автоматической защиты; определение шумовых характеристик; определение уровня виброускорений.

При приемочных и типовых испытаниях: испытания в объеме приемо-сдаточных и периодических; определение содержания смазочного масла в циркулирующем холодильном агенте; проверка надежности.

Ниже приведены методики перечисленных испытаний (определение электрических параметров, шумовых и вибрационных характеристик проводится общетехническими методами и здесь не рассматривается).

Малые холодильные машины и их элементы испытывают на п р о ч н о с т ь воздухом или инертным газом в бронекамере (манометры и вентили размещают снаружи). Объект считается выдержавшим проверку, если после нагружения пробным давлением в течение 1 мин не оказывается признаков разрывов, течей и остаточных деформаций.

При испытаний на п л о т н о с т ь изделия под пробным давлением погружают в ванну с водой, температура которой не менее 20°С. Отсутствие пузырей в течение 1 мин свидетельствует о необходимой плотности.

Плотность холодильных машин в целом проверяют электронными галоидными течеискателями, которые должны быть настроены на обнаружение утечек 0,5 г в год (для машин, заряженных холодильным агентом в количестве более 0,5 кг, течеискатель может иметь чувствительность не менее 10 г в год).

Проверку в л а г о с о д е р ж а н и я проводят с помощью индикаторов влажности [12, 13], встроенных в контур циркуляции холодильного агента. После четырехчасовой непрерывной работы цвет индикаторной бумаги должен быть синим или голубым. Окрашивание бумаги в розовый цвет свидетельствует о недопустимо высоком содержании влаги в холодильной машине.

Для определения номинальной х о л о д о п р о и з в о д и т е л ь н о с т и малой холодильной машины измеряют во время ее работы в установившемся режиме следующие величины:

давление холодильного агента перед компрессором $p_{агр1}$, после компрессора $p_{км2}$, после конденсатора $p_{агр2}$, после калориметра $p_{кл2}$;

давление вторичного холодильного агента в калориметре $p_{в.х.а}$;

температуру холодильного агента перед компрессором $t_{агр1}$, после конденсатора $t_{агр2}$, перед регулирующим вентилем $t_{и}$, после калориметра $t_{кл2}$;

температуру воздуха перед конденсатором $t_{в.кл}$ и вблизи калориметра $t_{в.кл}$;

мощность, потребляемую электронагревателем калориметра $N_{кл}$.

Схема стенда для определения теплотехнических параметров холодильного агрегата показана на рис. V-1. Агрегат, работающий в составе холодильной машины, устанавливают в термостатируемой камере. К испарителю холодильной машины, размещенному внутри калориметра, теплота через промежуточный теплоноситель (вторичный холодильный агент R12) подводится от электронагревателя. Поддержание постоянной температуры конденсации при испытаниях обеспечивается поддержанием постоянной температуры воздуха в камере, а постоянной температуры кипения — регулирующим вентилем. Реле высокого давления *4* предназначено для отключения элект-

Таблица V-3 *Температуры, определяющие режимы испытаний малых холодильных агрегатов*

Исполнение агрегата	Температура, °С		
	кипения холодильного агента	окружающего воздуха	всасывания холодильного агента
Среднетемпературное	—25	45	20
	—15	20	20
	—10	20	20
Низкотемпературное	—40	45*	20
	—35	20	20
	—25	20	20
Высокотемпературное	—10	45	20
	5	30	20
	10	30	20

* Для низкотемпературных агрегатов с изоляцией встроенных электродвигателей класса А при работе на R22 температуру окружающего воздуха принимают равной 40°С.

ропитания стенда при опасном повышении давления в калориметре.

Стенд оснащают образцовыми манометрами класса точности 0,6; ртутными термометрами с ценой деления 0,1° С (или другими равноценными измерителями температуры); комплектом приборов для электрических измерений классов точности 0,2 или 0,5. Электрическая схема стенда, а также более подробное его описание приведены в [28].

Перед началом испытаний проводят проверку нуля приборов; определяют экспериментально произведение коэффициента теплопередачи на площадь поверхности калориметра (теплопроходимость калориметра $kF_{кл}$) [28]; убеждаются в отсутствии воздуха в контуре испытательного стенда, сравнивая давление холодильного агента при постоянной температуре окружающего воздуха с давлением, найденным по таблицам [28].

В процессе периодических испытаний холодопроизводительность определяют при работе агрегата в режимах, указанных в табл. V-3.

При типовых испытаниях, кроме того, к объему испытаний добавляют режим с температурой кипения —15° С, температурой всасывания и температурой охлаждающего воздуха 32° С.

Показания приборов записывают каждые 10 мин в течение 1 ч после того, как режим работы полностью установится (установившимся считают режим, при котором отклонения температур кипения, конденсации и воздуха перед конденсатором от среднего значения не превосходят 0,5° С). Отклонения напряжения на клеммах агрегата во время испытаний не должны превышать ±1%.

При обработке результатов пользуются средними (из всех записанных) значениями измеренных величин. Холодопроизводительность определяют по формуле

$$Q = G_a\,(i_{агр1} - i_{агр2}),$$

где G_a — действительная массовая производительность агрегата; $i_{агр1}$, $i_{агр2}$ — удельные энтальпии холодильного агента перед агрегатом и после него, которые определяют по таблицам и диаграммам, используя параметры холодильного агента в соответствующих точках (см. рис. V-1).

Массовую производительность находят из теплового баланса калориметра

$$G_a = [N_{кл} + kF_{кл}(t_{в.кл} - t_{в.х.а})]/(i_{кл2} - i_u),$$

где $N_{кл}$ — измеренная электрическая мощность нагревателя калориметра; $t_{в.кл}$, $t_{в.х.а}$ — температуры воздуха возле калориметра и вторичного холодильного агента (последнюю определяют по давлению $p_{в.х.а}$, измеренному манометром); $i_{кл2}$, i_u — удельные энтальпии холодильного агента после калориметра и перед регулирующим вентилем (определяют по тепловым диаграммам и таблицам).

Обычно погрешность определения холодопроизводительности составляет 3—5%.

Температуру обмотки встроенного электродвигателя измеряют в конце испытания по определению холодопроизводительности методом сопротивления по ГОСТ 183—74. Сразу же после остановки компрессора измеряют электрическое сопротивление обмоток в горячем состоянии $r_г$ с помощью электронного моста. Предварительно тщательно измеряют у неработающего электродвига-

теля, находящегося в тепловом равновесии с окружающей средой, сопротивление обмоток в холодном состоянии $r_х$. Рабочую температуру обмотки определяют по формуле

$$t_р = (r_р/r_х - 1)\,(23{,}5 + t_х) + t_х,$$

где $t_х$ — температура, при которой было определено сопротивление $r_х$, °С.

Поскольку измерить сопротивление во время работы или тотчас же после остановки компрессора затруднительно, пользуются следующим приемом. Измеряют сопротивление через 1, 2, 3 мин и т. д. после остановки, затем строят график зависимости $r_р$ от времени и экстраполируют полученную кривую до нулевого момента времени.

При определении возможности пуска агрегата при пониженном напряжении измеряют величину напряжения в момент пуска, давление всасывания и температуру окружающего воздуха. Напряжение не должно быть выше 0,85 номинального, температура кипения от 5 до 10° С, температура окружающего воздуха 45° С (40° С для агрегатов с изоляцией класса А, работающих на R22). Для агрегатов с капиллярной трубкой разность давлений нагнетания и всасывания должна быть не менее 0,1 МПа (1 кгс/см²). При этих испытаниях не допускается применение стабилизатора напряжения. Определение возможности пуска производят не менее 3 раз.

Работу приборов автоматической защиты проверяют при следующих аварийных режимах: прекращение работы вентилятора конденсатора; прекращение всасывания холодильного агента; повышение температуры окружающего воздуха до 60° С; выпадание фазы трехфазного электродвигателя при работе и перед включением агрегата; пробой электрических конденсаторов однофазного электродвигателя; повреждение пусковых приборов агрегата с однофазным электродвигателем.

При имитации перечисленных режимов обеспечивают температуру окружающего воздуха не ниже номинальной, температуру кипения — в пределах рабочего диапазона испытываемой холодильной машины, напряжение — в пределах от 0,85 до 1,1 номинального.

Приборы автоматической защиты должны отключить агрегат, предотвращая опасное повышение температуры обмотки встроенного электродвигателя компрессора.

Концентрацию смазочного масла в циркулирующем холодильном агенте определяют с помощью специального мерного сосуда (вместимость не менее 200 см³, высота не менее 150 мм), установленного на жидкостном трубопроводе (см. рис. V-1). После окончания испытания по определению холодопроизводительности закрывают запорный вентиль перед мерным сосудом. Находящуюся в сосуде порцию холодильного агента с растворенным в нем маслом постепенно выпаривают, откачивая фреон компрессором, а количество оставшегося масла ($v_м$) устанавливают с помощью мерного стекла. Объемную концентрацию масла определяют по формуле

$$\xi_м = v_м/v_с,$$

где $v_с$ — заранее измеренный объем сосуда.

В целях проверки надежности партию испытываемых объектов в количестве не менее 25 шт. устанавливают для работы в эксплуатационных условиях с нормальной или повышенной тепловой нагрузкой при температуре окружающего воздуха не ниже 20° С и наблюдают за ними в течение по меньшей мере трех месяцев. Если за это время произойдет не более одного отказа (отказ компрессора, вентилятора, утечка холодильного агента), то объекты считаются выдержавшими проверку.

Проверку надежности компрессора в форсированном режиме проводят на стенде, представляющем собой замкнутое газовое кольцо. В процессе испытания обеспечивают давление всасывания 0,3 МПа (3 кгс/см²) для средне- и высокотемпературных агрегатов и 0,1 МПа (1 кгс/см²) для низкотемпературных, а давление нагнетания — соответственно 1,3 МПа (13 кгс/см²) и 2,1 МПа (21 кгс/см²). Форсированный режим заключается в цикличной работе, при которой рабочая часть цикла продолжается 8 мин, а стоянка — 2 мин. Испытания ведут до тех пор, пока компрессор не совершит 12 000 циклов. До и после испытаний в форсированном режиме определяют номинальную холодопроизводительность, которая не должна уменьшаться более чем на 5%.

Испытания холодильных машин и агрегатов с поршневыми (холодопроизводительностью более 3 кВт), винтовыми и центробежными компрессорами

Объем приемо-сдаточных и периодических испытаний, предусмотренный стандартом ОСТ 26.03-2011-79, приведен в табл. V-4.

При периодических испытаниях определение характеристик проводят при работе на режимах, являющихся для испытываемого оборудования спецификационными (минимально — это один режим).

Типовые испытания, проводимые по индивидуальным программам, обычно включают несколько режимов работы, позволяющих установить те характеристики, для которых существенны проведенные изменения.

Приемочные испытания содержат все пунк-

Таблица V-4 *Объем испытаний по ОСТ 26.03-2011—79*

Проверяемый параметр или характеристика	Наличие в объеме испытаний	
	приемо-сдаточных	периодических
Герметичность (плотность)	+	+
Степень сухости пара (кроме аммиачных машин)	+	+
Сопротивление электрической изоляции	+	+
Электрическая прочность изоляции	+	+
Качество заземляющих устройств	+	+
Правильность монтажа и функционирование систем автоматического регулирования и защиты	+	+
Проверка взаимодействия узлов и деталей при обкатке	+	+
Проверка возможности пуска при пониженном напряжении[1]	—	+
Холодопроизводительность	—	+
Мощность привода	—	+
Проверка работы в автоматическом режиме, диапазона регулирования и точности поддержания температуры хладоносителя	—	+
Акустические характеристики	—	+
Гидравлическое сопротивление аппаратов		
конденсаторов водяного охлаждения и испарителей для охлаждения жидкостей	—	+
воздухоохладителей	—	+
Масса	—	+
Габаритные и присоединительные размеры	—	+

[1] Проверка возможности пуска может проводиться при испытаниях компрессора или компрессорного агрегата

ты периодических испытаний; в них дополнительно включаются также определение показателей надежности и ремонтопригодности (см. главу IX справочника «Холодильные компрессоры» данной серии). Объем приемочных испытаний (на этапе предварительных испытаний) отличается от объема периодических определением основных характеристик (холодопроизводительность и мощность) во всем рабочем диапазоне холодильной машины, а в некоторых случаях и на различных холодильных агентах.

Ниже приведены методы испытаний, перечисленных в табл. V-4, кроме общетехнических методов, не имеющих специфических особенностей в холодильной технике.

Проверка герметичности (плотности) и степени сухости для машин холодопроизводительностью до 10 кВт проводится так же, как и для малых холодильных машин (см. выше); для машин холодопроизводительностью свыше 10 кВт — на плотность по удержанию давления в заданное время.

Проверка систем автоматического регулирования и защиты может быть проведена на специальных стендах, где имитируют (по температурам, давлениям, потокам) режимы, при которых должны срабатывать соответствующие приборы.

Проверка возможности пуска при пониженном напряжении относится к машинам, имеющим компрессоры со встроенным электродвигателем (герметичные или бессальниковые). Испытание проводят при напряжении, составляющем 0,85 от номинального и при давлениях на стороне всасывания и нагнетания, оговоренных нормативно-технической документацией на конкретный компрессор. Определение возможности пуска проводят не менее 3 раз.

Определение холодопроизводительности и мощности проводят или непосредственным измерением, или расчетом по параметрам, измеренным при стендовых испытаниях. Основные типы стендов и их применимость для испытаний различных типов холодильных машин и агрегатов указаны в табл. V-5.

Холодопроизводительность брутто должна рассчитываться по параметрам, определенным, по крайней мере, двумя независимыми способами измерений.

При испытаниях на большинстве стендов для расчета холодопроизводительности необходимо определить количество циркулирующего холодильного агента (массовый расход G_a). На теплообменных стендах и стендах с испарителем-калориметром G_a определяют из тепловых балансов испарителей и конденсато-

Таблица V-5 *Основные типы стендов для испытания холодильного оборудования*

Тип стенда	Агрегаты			Машины	
	компрессорный	компрессорно-конденсаторный	компрессорно-испарительный	для охлаждения жидкостей	для охлаждения воздуха
Теплообменный	+	+	+	+	—
С испарителем-калориметром	+	+	—	—	—
Паровое (газовое) кольцо	+	—	—	—	—
С калориметрической камерой	—	+	—	—	+

Примечание. Знак + свидетельствует о применимости стенда для испытаний данного вида холодильного оборудования.

Таблица V-6 *Характерные точки цикла одноступенчатой регенеративной холодильной машины*

Положение в системе	Оборудование, для которого измеряют t и p
Выход пара из испарителя	Комплексные холодильные машины и компрессорно-испарительные агрегаты
Вход пара в компрессор	Компрессорно-конденсаторные агрегаты, компрессорные агрегаты, компрессоры
Выход пара из компрессора	То же
Вход пара в конденсатор	Все виды машин и агрегатов, кроме компрессорных агрегатов, при их испытаниях на стенде типа «паровое кольцо»
Выход жидкости из конденсатора	Комплексные холодильные машины, компрессорно-конденсаторные агрегаты
Жидкость перед регулирующим вентилем	Все виды машин и агрегатов, кроме компрессорных агрегатов, при их испытаниях на стенде типа «паровое кольцо»

ров. Для этого необходимо измерить параметры, относящиеся к холодильному агенту, охлаждающей среде и хладоносителю, и параметры состояния холодильного агента в нескольких точках системы холодильной машины или агрегата, работающих в заданном режиме.

Измеряемыми параметрами по холодильному агенту являются его давления и температуры, по которым с помощью диаграмм состояния, таблиц или расчетом по аналитическим зависимостям (с помощью ЭВМ) устанавливают энтальпии в характерных точках холодильного цикла. В табл. V-6 указаны точки цикла, в которых измеряют параметры и определяют энтальпии, необходимые для расчета G_a.

Измеряемыми параметрами по охлаждающей среде и хладоносителю являются температуры на входе и выходе и массовые расходы их.

Количество циркулирующего холодильного агента (массовый расход) без учета теплообмена аппаратов с окружающей средой определяют:

по балансу испарителя

$$G_a = G_s c_s (t_{s1} - t_{s2})/(i_1 - i_4);$$

по балансу испарителя — электрокалориметра

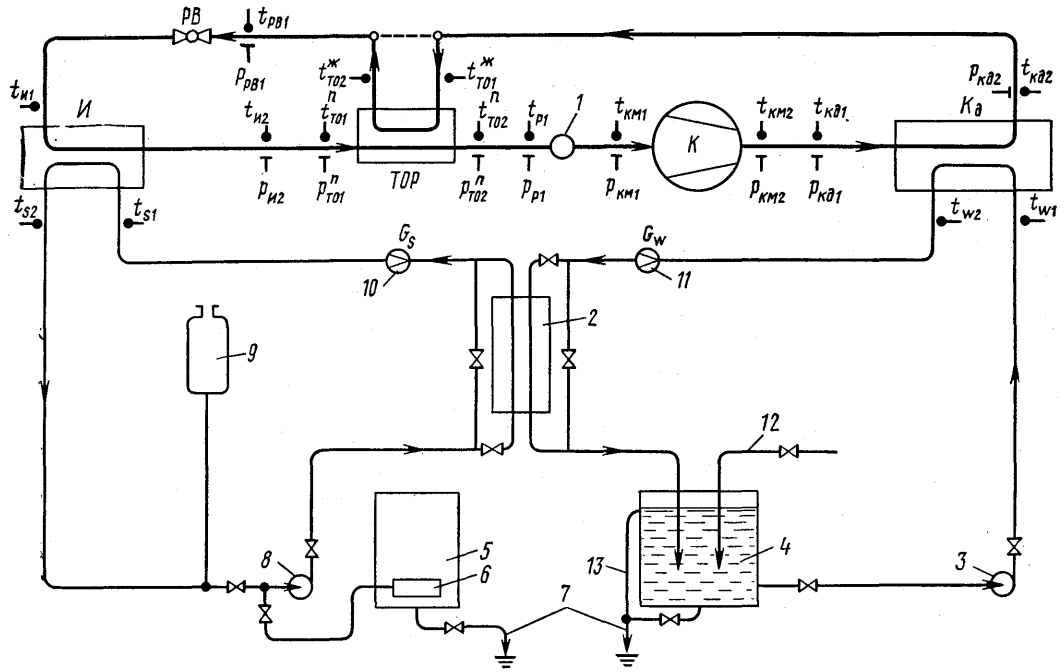
$$G_a = N_{кл}/(i_1 - i_4);$$

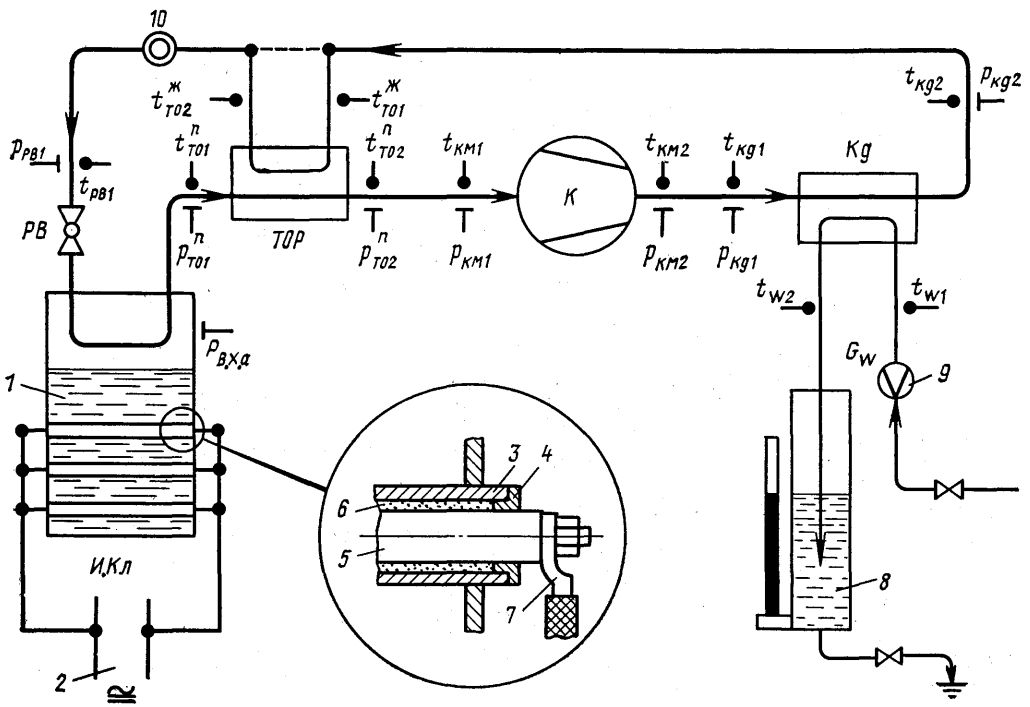
по балансу конденсатора

$$G_a = G_w (t_{w2} - t_{w1})/(i_2 - i_3).$$

Здесь цифровые индексы при энтальпиях соответствуют точкам цикла (см. рис. V-2).

В тех случаях, когда врезка соответствующих измерительных устройств в систему холодильной машины не влияет на ее характеристики, измерение можно проводить непосредственно объемными или дроссельными расходомерами (согласно Правилам 28—64 по


РВ
И
ТОР
К
Кд
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13


10
РВ
ТОР
К
Kg
И,Кл
1
2
3
4
5
6
7
8
9

←

Рис. V—2. Стенд теплообменный с поверхностным теплообменником для создания тепловой нагрузки:

1 — расходомер на линии всасывания; *2* — теплообменник воды и хладоносителя для создания тепловой нагрузки; *3* — насос водяной; *4* — бак водяной; *5* — бак для приготовления хладоносителя (рассола); *6* — приемный фильтр; *7* — слив в канализацию; *8* — насос для хладоносителя; *9* — бак расширительный *10* — расходомер на линии хладоносителя; *11* — расходомер на водяной линии; *12* — подача воды для снятия тепловой нагрузки, равной работе компрессора; *13* — переливная линия для сброса в канализацию воды в количестве, равном ее подаче по линии *12*. Пунктиром показана жидкостная линия при отсутствии регенеративного теплообменника

←

Рис. V—3. Стенд с электрокалориметром и вторичным холодильным агентом:

1 — испаритель-электрокалориметр; *2* — электропитание; *3* — трубка; *4* — втулка; *5* — термоэлектронагреватель (ТЭН); *6* — засыпка кварцевым песком; *7* — подвод электропитания; *8* — бак для измерения расхода воды; *9* — расходомер на водяной линии; *10* — смотровое стекло для контроля отсутствия пузырьков пара. Пунктиром показана жидкостная линия при отсутствии регенеративного теплообменника

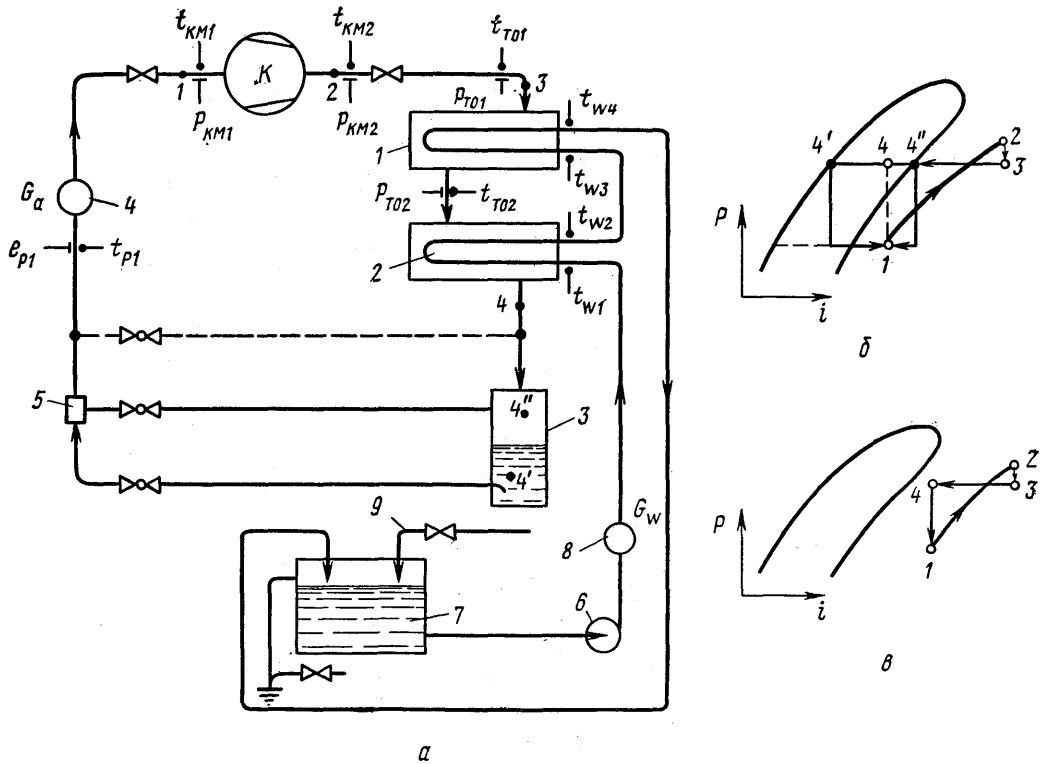


Рис. V—4. Стенд с паровым кольцом для испытаний компрессорных агрегатов и компрессоров:

а — схема; *б* — изображение в *i, p*-диаграмме цикла работы при частичной конденсации пара и последующем смешении после дросселирования жидкости и пара; *в* — цикл работы без изменения агрегатного состояния: *1* — первая секция теплообменника, по которой сводится тепловой баланс; *2* — вторая секция теплообменника, в которой может конденсироваться часть пара; *3* — ресивер-разделитель парожидкостной смеси; *4* — расходомер холодильного агента на всасывающей линии; *5* — смеситель; *6* — водяной насос; *7* — водяной бак; *8* — расходомер воды; *9* — подача воды из водопровода. Точки на схеме и в циклах: *1* — всасывание в компрессор; *2* — нагнетание; *3* — перед теплообменником-пароохладителем; *4* — после теплообменника

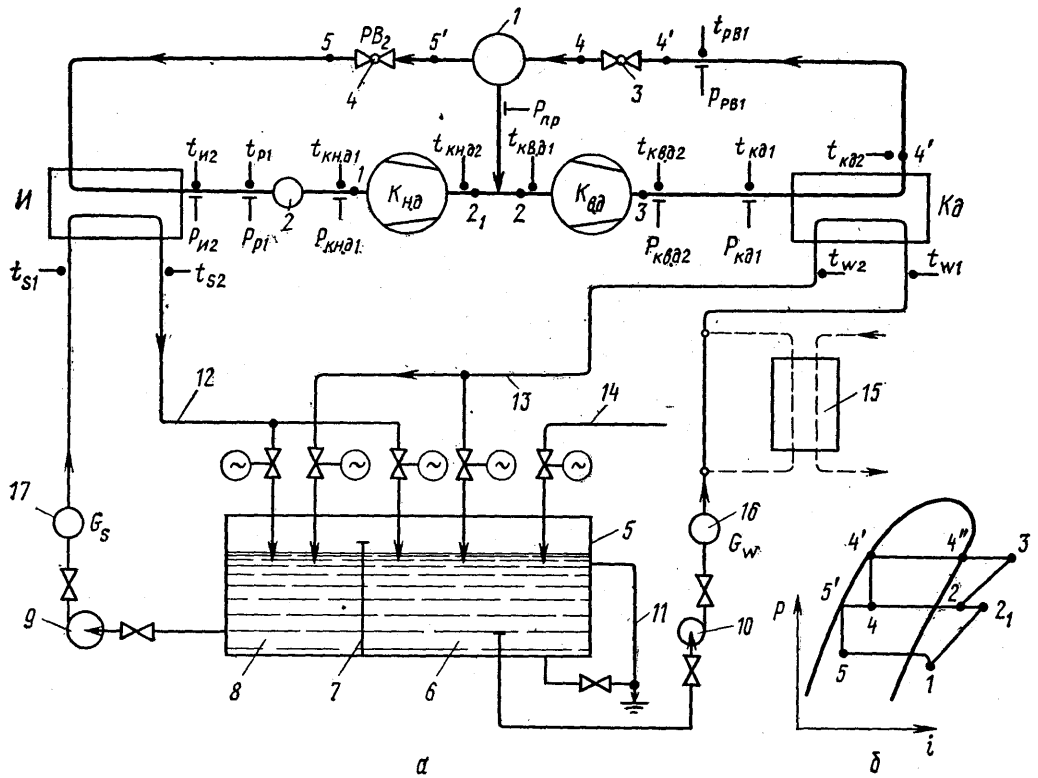


Рис. V—5. Стенд теплообменный с водяными баками для создания тепловой нагрузки (на схеме показан вариант для испытаний машины с двукратным дросселированием и отводом пара в промежуточную ступень сжатия, характерный для машин с центробежными компрессорами):

а — схема; *б* — изображение цикла в *i,p*-диаграмме

1 — сосуд для разделения жидкости и пара после первого дросселирования; *2* — расходомер на всасывании; *3* и *4* — регулирующие вентили первого и второго дросселирования; *5* — теплообменный бак; *6* — часть бака для подачи воды в конденсатор; *7* — перегородка в баке; *8* — часть бака для подачи воды в испаритель; *9* и *10* — водяные насосы; *11* — линия перелива воды для сброса в канализацию; *12* — вода, охлажденная в испарителе; *13* — вода, нагретая в конденсаторе; *14* — подвод свежей воды для снятия тепловой нагрузки, соответствующей работе компрессора; *15* — теплообменник поверхностный (применяется для снятия тепловой нагрузки, равной работе компрессора, в случаях, когда повышенная жесткость воды не позволяет подавать ее по линии *14*); *16* — расходомер воды, охлаждающей конденсатор; *17* — расходомер воды, охлаждаемой в испарителе

применению и поверке расходомеров с нормальными диафрагмами, соплами и трубами Вентури Госстандарта СССР). Такие измерения обычно проводят при испытаниях компрессорных и компрессорно-конденсаторных (компрессорно-испарительных) агрегатов.

Схемы стендов теплообменного, с электрокалориметром, парового кольца даны на рис. V-2; V-3; V-4.

При испытаниях водоохлаждающих машин для создания тепловой нагрузки на испарители вместо поверхностного теплообменника могут быть использованы теплообменники смешения (баки), где происходит теплообмен между водой после конденсатора и водой, подаваемой в испарители. Схема такого стенда показана на рис. V-5. При этом распределение воды по бакам удобно регулировать с помощью вентилей с электромоторным приводом, имеющих кнопочное управление.

Расходы хладоносителя и охлаждающей воды измеряют расходомерами различных типов, а также (при малых расходах) объемным или весовым методом — по времени заполнения тарированных резервуаров или взвешиванием количества жидкости, наполнившей за определенное время мерный сосуд.

Испытания машин для охлаждения воздуха проводят на стендах с калориметрической камерой. Требования к этим стендам и мето-

Таблица V-7 *Номенклатура параметров, измеряемых при испытаниях холодильного оборудования*

Наименование параметра	Компрессорные агрегаты	Компрессорно-конденсаторные агрегаты		Компрессорно-испарительные агрегаты для охлаждения жидких хладоносителей	Машины для охлаждения жидкостей		Машины для охлаждения воздуха	
		Охлаждение конденсатора			Охлаждение конденсатора			
		водой	воздухом		водой	воздухом	водой	воздухом
Температура холодильного агента								
кипения	+	+	+	+	+	+	+	+
конденсации	+	+	+	+	+	+	+	+
на входе в компрессор	+	+	+	+	+	+	+	+
» выходе из компрессора	+	+	+	+	+	+	+	+
» входе в конденсатор	—	+	+	—	—	—	—	—
» выходе из конденсатора	—	+	+	—	—	—	—	—
перед регулирующим вентилем	—	+	+	+	+	+	+	+
Температура хладоносителя								
на входе в испаритель	—	—	—	+	+	+	+	+
» выходе из испарителя	—	—	—	+	+	+	+	+
Температура охлаждающей среды (воды, воздуха) на входе охлаждаемых аппаратов (конденсатор, маслоохладитель, рубашки цилиндров и др.) и на выходе из них	—	+	+	—	+	+	+	+
Температура воздуха в помещении стенда	+	+	+	+	+	+	+	+
Температура обмоток встроенных электродвигателей	+	+	+	—	—	—	—	—
Давление масла по тракту маслосистемы компрессора	+	+	+	—	—	—	—	—
Давление хладоносителя на входе в испаритель и на выходе из него	—	—	—	+	+	+	+	+
Давление охлаждающей среды (вода, воздух) на входе в аппарат и на выходе из него	—	+	+	—	+	+	+	+
Свободный напор вентилятора воздухоохладителя	—	—	—	—	—	—	+	+
Мощность								
компрессора	+	+	+	+	+	+	+	+
маслонасосов	+	—	—	—	—	—	—	—
вентиляторов	—	—	+	—	—	+	+	+
Расход								
хладоносителей через испаритель	—	—	—	+	+	+	+	+
среды, охлаждающей конденсатор	—	+	+	—	+	+	+	+

Примечание. Знак + свидетельствует об измерении данного параметра.

дические рекомендации по проведению испытаний см. ниже (раздел «Испытания воздухоохладителей»).

Измерительные средства должны обеспечивать точность измерения параметров с погрешностью не более: 0,1° С для температур, входящих в уравнения тепловых балансов для определения G_a или холодопроизводительности «нетто»; 1°С для прочих температур; 0,4% для давлений; 1% для расходов; 1 с для времени; 0,5% для электрической мощности; 1% для массы.

При проведении измерений двумя или большим количеством независимых способов расхождение между результатами не должно превышать:

4% для компрессоров, компрессорных и компрессорно-конденсаторных агрегатов;

6% для компрессорно-испарительных агрегатов и комплексных машин для охлаждения жидкостей;

6% для машин, охлаждающих воздух или газовые среды.

Холодопроизводительность «нетто», измеренную непосредственно по тепловой нагрузке испарителя, можно проверить по холодопроизводительности «брутто» с учетом теплопритоков из окружающей среды к испарителю, которые определяют по формуле

$$\Delta Q = kF\theta,$$

где kF — теплопроходимость изоляции испарителя или калориметрической камеры; θ — разность между температурами окружающей среды и хладоносителя (в испарителе) или воздуха (в калориметрической камере).

При известных характеристиках теплоизоляции величину теплопроходимости допускается определять расчетным путем.

Испытания холодильных машин с двухступенчатым сжатием и каскадных отличаются от описанных выше числом измеряемых величин. Здесь дополнительно измеряют промежуточные давление и температуру, расход холодильного агента, поступающего на промежуточное всасывание и др. Типичным являются испытания центробежных холодильных машин с двумя или более ступенями сжатия (см. ниже). Здесь определяют параметры пара при промежуточном всасывании, что необходимо для построения цикла холодильной машины и расчета ее характеристик. При испытаниях двухступенчатых холодильных машин, в частности с винтовым поджимающим и поршневым дожимающим компрессорами, в объем испытаний включают определение параметров, относящихся к промежуточному сосуду. По тепловому балансу этого аппарата определяют количество пара, образовавшегося при первом дросселировании и испарившегося в сосуде при отводе теплоты от переохлаждаемой жидкости, а также расход последней, который необходим для расчета холодопроизводительности «брутто» двухступенчатой машины.

При испытаниях каскадных холодильных машин каждая из ветвей каскада рассматривается как отдельная машина (одно- или двухступенчатая).

Гидравлическое или аэродинамическое сопротивление аппаратов определяют с помощью дифференциальных манометров. При определении аэродинамического сопротивления к аппаратам необходимо присоединять дополнительно воздуховодные каналы, что в общем случае не всегда возможно или целесообразно при испытаниях машины в целом. В таких случаях аэродинамическое сопротивление измеряют на испытуемых аппаратах отдельно от холодильной машины.

Параметры, измеряемые при испытаниях холодильных машин и агрегатов различных типов, сведены в табл. V-7.

ИСПЫТАНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Для абсорбционных бромистолитиевых и водоаммиачных холодильных машин стандарты (соответственно ОСТ 26-03-1230—75 и ОСТ 26-03-286—77) предусматривают следующий объем испытаний (табл. V-8).

При периодических испытаниях холодопроизводительность определяют на рабочих режимах (один-два режима). Определение холодопроизводительности и тепловых нагрузок проводят по индивидуальной программе, позволяющей судить о работе отдельных узлов или систем после их усовершенствования, а также получить зависимость холодопроизводительности от отдельных параметров внешних источников.

Ниже рассмотрены методы испытаний, перечисленных в табл. V-8, кроме общетехнических методов.

Аппараты абсорбционных водоаммиачных холодильных машин (АВХМ) подвергают гидравлическим испытаниям на прочность как по межтрубному пространству, так и по трубному пространству.

В абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах гидравлическим испытаниям на прочность подвергают полости, находящиеся в процессе работы под избыточным давлением (трубные пространства абсорбера, испарителя, генератора, конденсатора, теплообменник растворов и др.). Пробные давления при гидравлических испытаниях устанавливаются соответствующей технической документацией.

Испытание на плотность осуществляется воздухом (азотом) под давлением с обмыливанием мест соединений (разъемов), а также газовой смесью фреона с воздухом или инертным газом с проверкой галоидным течеискателем.

Аппараты бромистолитиевой холодильной машины и машина в целом после сборки проходят контрольные испытания на плотность с выдержкой под вакуумом (остаточное давление 0,8—4,0 кПа) в течение не менее 18 ч, причем рост остаточного давления за это время не должен превышать 0,13 КПа. Давление воздуха (азота) при испытании на плотность устанавливается технической документацией.

Таблица V-8 *Объем испытаний абсорбционных холодильных машин*

Проверяемый параметр или характеристика	Наличие в объеме испытаний	
	приемо-сдаточных	периодических
Прочность оборудования	+	+
Плотность »	+	+
Электрическая прочность и сопротивление изоляции насосов	—	+
Качество заземления	—	+
Контрольная сборка	+	—
Правильность монтажа оборудования и КИП и А, комплектность	—	+
Проверка и взаимодействие узлов и деталей при обкатке	—	+
Холодопроизводительность [1]	—	+
Тепловые нагрузки на основные аппараты [2]	—	+
Недонасыщение и недовыпаривание раствора	—	+
Проверка работы в автоматическом режиме, диапазона регулирования, точности поддержания температуры хладоносителя, автоматической защиты	—	+
Гидравлическое сопротивление основных аппаратов по охлаждаемой, охлаждающей и греющей среде	—	+
Масса	+	+
Габаритные и присоединительные размеры	+	+

[1] Полная сборка машины проводится на месте эксплуатации, поэтому холодопроизводительность при приемо-сдаточных испытаниях не проверяют.

[2] Возможность измерения расходов внешних потоков (дымовых, газовых, парогазовых, технологических продуктов и других специфических сред) устанавливается для каждого конкретного случая.

Таблица V-9 *Параметры внешних источников, измеряемые при испытаниях абсорбционных машин*

Наименование параметра	Обозначение
Температура внешних источников	
охлаждающей воды	
на входе в абсорбер	t_{w_1}
» выходе из абсорбера	t_{w_2}
охлаждающей воды	
на входе в конденсатор	t_{w_3}
» выходе из конденсатора	t_{w_4}
охлаждающей воды	
на входе в дефлегматор [1]	$t_{w3'}$
» выходе из дефлегматора	$t_{w4'}$
греющей среды	
на входе в генератор	t_{h1}
» выходе из генератора	t_{h2}
Расход	
охлаждающей воды через абсорбер	G_{wa}
охлаждающей воды через конденсатор	G_{wc}
охлаждающей воды через дефлегматор [1]	G_{wR}
греющей воды (греющего пара)	G_h
охлаждаемой среды	G_s
Давление	
охлаждающей воды	
на входе в абсорбер	p_1
» выходе из абсорбера	p_2
охлаждающей воды	
на входе в конденсатор	p_3
» выходе из конденсатора	p_4
греющей воды	
на входе в генератор	p_{h_1}
» выходе из генератора	p_{h2}
греющего пара	p_h
охлаждаемой среды	
на входе в испаритель	p_{s1}
» выходе из испарителя	p_{s2}

[1] Для водоаммиачных абсорбционных машин при охлаждении водой.

Холодопроизводительность и тепловые нагрузки аппаратов определяют расчетным путем по параметрам, измеренным при стендовых испытаниях или в процессе эксплуатации.

Приемочные испытания рекомендуется проводить на специально сооружаемых экспериментальных стендах. Принципиальная схема стенда с использованием в качестве греющей среды как водяного пара, так и перегретой воды представлена на рис. V-6. Тепловая нагрузка создается с помощью смесительного бака путем подмешивания утепленной охлаждающей воды на выходе из машины. Охлаждающую воду, температура которой выше температуры воды, поступающей с градирни, приготовляют в смесительном баке *2* путем рециркуляции части воды. Подача воды в абсорбер и конденсатор может быть как последовательной (вначале в абсорбер, а затем в конденсатор), так и параллельной. Перегретую воду заданной температуры приготовляют в теплообменнике путем нагрева водяным паром. Может быть предусмотрен прямой паровой обогрев генератора.

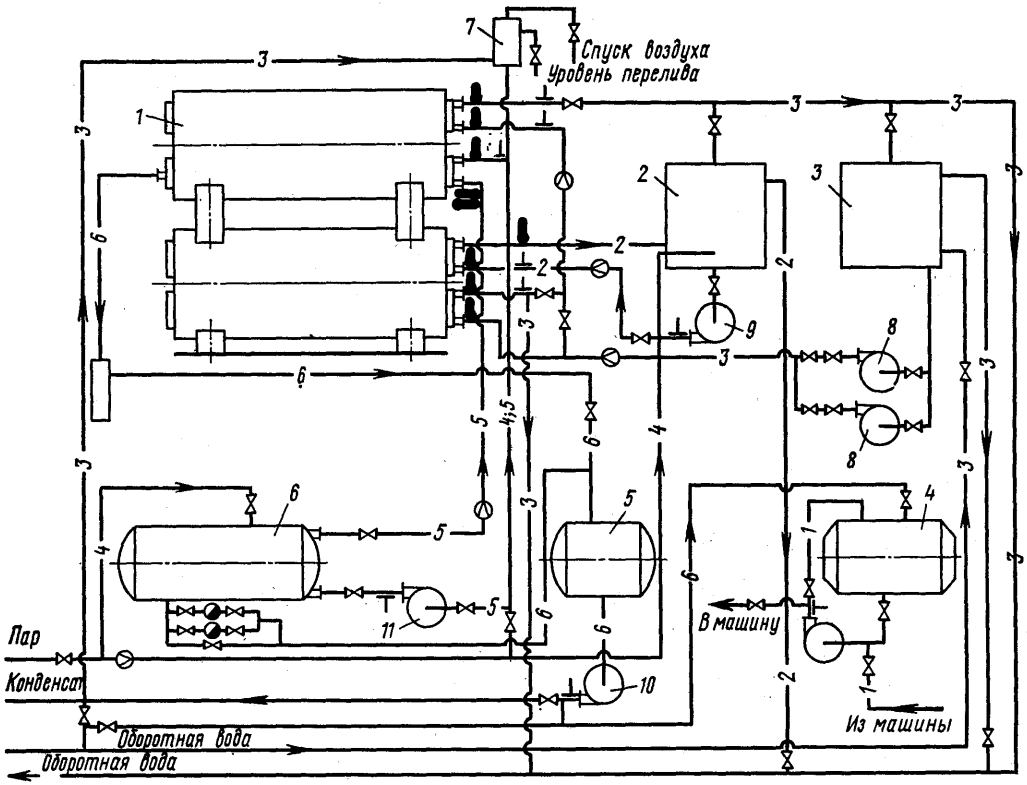


Рис. V—6. Стенд для испытаний абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин:
1 — абсорбционный бромистолитиевый холодильный агрегат; *2* — бак охлаждаемой воды; *3* — бак охлаждающей воды; *4* — узел приготовления и хранения раствора; *5* — узел сбора конденсата; *6* — бойлер; *7* — расширительный бачок; *8* — насос охлаждающей воды типа 12НДС-60; *9* — насос охлаждаемой воды типа 12НДС-60; *10* — насос для отбора конденсата типа 2К-9; *11* — насос горячей воды типа 8НДВ-60

Холодопроизводительность брутто и тепловые нагрузки аппаратов рассчитывают двумя взаимонезависимыми методами:

по внешнему балансу путем измерения расходов и температур внешних источников;

по внутреннему балансу путем определения количества циркулирующего холодильного агента и удельных тепловых нагрузок аппаратов; эти величины находят по параметрам цикла с помощью диаграмм состояния, таблиц или посредством расчетов по аналитическим зависимостям с помощью ЭВМ.

Параметры внешних источников, измеряемые при испытаниях АХМ, приведены в табл. V-9.

Циклы одноступенчатых абсорбционных холодильных машин приведены в справочнике «Теплофизические основы получения искусственного холода» данной серии, а на рис. V-7 и V-8 представлены схемы водоаммиачных и бромистолитиевых машин, где обозначены точки, в которых измеряются параметры, необходимые для расчета удельных тепловых нагрузок.

Параметры цикла, измеряемые в процессе испытаний, приведены в табл. V-10.

При использовании для обогрева генератора теплоты технологических продуктов не всегда можно определить тепловую нагрузку на генератор. В этом случае ее вычисляют по аналитическим зависимостям, используя диаграммы состояний. Это относится и к испарителю холодильной машины, используемому для охлаждения технологических продуктов.

Средства измерений должны обеспечивать следующую точность измерения параметров: 0,1°С для температур, входящих в уравнения тепловых балансов; 1°С для прочих температур; 1% для давлений; 1% для расходов сред; 0,5% для электрической мощности.

Таблица V-10 *Обозначение точек цикла абсорбционной холодильной машины*

Наименование параметра	Водоаммиачная машина (рис. V-8)	Бромистолитиевая машина (рис. V-6)
Температура раствора		
на выходе из абсорбера	4	2
» » » теплообменника	1	7
» » » генератора	2	4
» » » теплообменника перед абсорбером	3	8
смешанного на входе в абсорбер	—	9
Температура холодильного агента:		
паров на выходе из испарителя	8	1′
паров на выходе из газового переохладителя	8′	—
паров на выходе из ректификатора (генератора)	1′	3′
паров на выходе из дефлегматора	5	
жидкости на выходе из конденсатора	6	3
жидкости, рециркулируемой в испарителе	—	$t_р$
жидкости на выходе из переохладителя	6′	
Давление паров холодильного агента		
в кипятильнике (генераторе)	p'	p'
» конденсаторе	p	p
» испарителе	p_0	p_0
» абсорбере	p_a	p_a
Концентрация раствора		
на выходе из абсорбера	$\xi_г$	ξ_a
» » » генератора	ξ_a	$\xi_г$
Расход раствора		
слабого	G_a	G_a
крепкого	$G_г$	$G_г$
Расход жидкого холодильного агента	$Д$	$Д$

Для измерения количества циркулирующей жидкости рекомендуется применять камерные диафрагмы (ГОСТ 14321—73). Для измерения количества циркулирующего холодильного агента (воды) в абсорбционных бро-

→

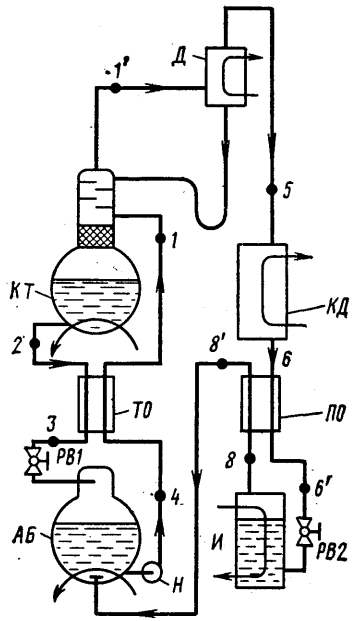


Рис. V—7. Принципиальная схема абсорбционной водоаммиачной холодильной машины:

КТ — генератор; *АБ* — абсорбер; *ТО* — теплообменник; *Н* — насос; *РВ1*, *РВ2* — дроссельные вентили; *Р* — ректификатор; *Д* — дефлегматор; *И* — испаритель; *ПО* — переохладитель; *КД* — конденсатор

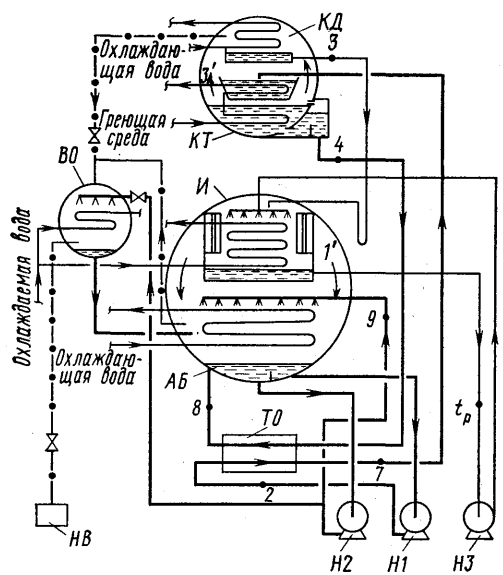


Рис. V—8. Принципиальная схема абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины:

КТ — генератор; *АБ* — абсорбер; *И* — испаритель; *КД* — конденсатор; *ТО* — теплообменник; *ВО* — воздухоотделитель; *Н1*, *Н2*, *Н3* — насосы растворные; *НВ* — насос вакуумный

Растворные линии
Вода (холодильный агент)
Паровоздушная смесь

Таблица V-11 *Расчет теплотехнических характеристик оборудования*

Наименование показателей	Абсорбционные холодильные машины		Примечание
	водоаммиачные	бромистолитиевые	
Тепловая нагрузка по параметрам внешних источников			
испарителя (холодопроизводительность нетто)	$Q_и^н = G_s c_s (t_{s1} - t_{s2})$	$Q_и^н = G_s c_s (t_{s1} - t_{s2})$	
конденсатора	$Q_c = G_{wc} c_w (t_{w4} - t_{w3})$	$Q_c = G_{wc} c_w (t_{w4} - t_{w3})$	
абсорбера	$Q_a = G_{wa} c_w (t_{w2} - t_{w1})$	$Q_a = G_{wa} c_w (t_{w2} - t_{w1})$	
генератора			
обогрев горячей водой	$Q_h = G_h c_h (t_{h1} - t_{h2})$	$Q_h = G_h c_h (t_{h1} - t_{h2})$	t_h, $i_{h'}^m$ —энтальпии пара на входе и конденсата на выходе
обогрев паром	$Q_h = G_h (t_h - i_{h'})$	$Q_h = G_h (i_h - i_{h'})$	
дефлегматора	$Q_R = G_{wR} c_w (t_{w4'} - t_{w3'})$		
Работа растворного насоса	$Q_н$	$Q_н$	
Теплопритоки из окружающей среды	$\Delta Q_и$ (расчет по известным зависимостям)	$\Delta Q_и$ (расчет по известным зависимостям)	При охлаждении водой
Теплопритоки в окружающую среду	ΔQ_h (расчет по известным зависимостям)	ΔQ_h (расчет по известным зависимостям)	
Подведенная теплота	$Q_{подв} = Q_и^н + Q_h + Q_н + \Delta Q_h$	$Q_{подв} = Q_и^н + Q_h + Q_н + \Delta Q_h$	
Отведенная теплота	$Q_{отв} = Q_a + Q_c + Q_R + \Delta Q_и$	$Q_{отв} = Q_a + Q_c + \Delta Q_н$	
Тепловой коэффициент	$\eta^н = Q_и^н / Q_h$	$\eta^н = Q_и^н / Q_h$	
Кратность циркуляции	$a = (\xi_d - \xi_a)/(\xi_r - \xi_a)$	$a = \xi_r/(\xi_r - \xi_a)$	
Тепловые нагрузки по параметрам циклов			
испарителя (холодопроизводительность брутто)	$Q_и^{бр} Дq_и = Д\,(i_8 - i_{6'})$	$Q_и^{бр} = Дq_и = Д(i_c' - i_3)$	
конденсатора	$Q_c' = Дq_c = Д\,(i_5 - i_6)$	$Q_c' = Дq_в = Д(i_{3'} - i_3)$	
абсорбера	$Q_a' = Дq_a = Д\,[i_{8'} - i_3 + a\,(i_3 - i_4)]$	$Q_a' = Дq_c = Д[i_1' + (a-1)\,i_8 - ai_2]$	
генератора	$Q_h' = Дq_h = Д[i_5 - i_2 + a(i_2 - i_1) + q_R]$	$Q_h' = Дq_h = Д\,[i_{3'} + (a-1)\,i_4 - ai_7]$	
дефлегматора	$Q_R' = Dq_R = D[(1+R) \times i_1' - i_5 + Ri_1^0]$		
работа растворного насоса	$Q_н'$	$Q_н'$	
переохладителя	$Q_п' = Дq_п = Д\,[c_p'' \times (t_8 - t_0)]$		
теплообменника растворов	$Q_t' = Дq_t = Д\,[a\,(i_1 - i_4)] = Д[(a-1)(i_2 - i_3)]$	$Q_t' = Дq_t = Д\,(a-1)(i_4 - i_8) = Да(i_7 - i_2)$	
Подведенная теплота	$Q_{подв}' = Q_и^{бр} + Q_h' + Q_н$	$Q_{подв}' = Q_и^{бр} + Q_h' + Q_н$	
Отведенная теплота	$Q_{отв}' = Q_c' + Q_a' + Q_R'$	$Q_{отв}' = Q_c' + Q_a'$	
Тепловой коэффициент	$\eta^{бр} = Q_и^{бр}/Q_h'$	$\eta^{бр} = Q_и^{бр}/Q_h'$	
Недонасыщение раствора	$\Delta\xi_a = \xi_r^* - \xi_r$	$\Delta\xi_a = \xi_a - \xi_a^*$	
Недовыпаривание раствора	$\Delta\xi_h = \xi_a - \xi_a^*$	$\Delta\xi_h = \xi_r^* - \xi_r$	

* Равновесная концентрация.

мистолитиевых холодильных машинах используют ротаметры.

Температуру измеряют ртутными лабораторными термометрами типа ТЛ-4 (ГОСТ 215—73).

Концентрацию растворов определяют путем отбора проб специальными пробоотборниками; точность измерения концентрации не ниже 0,1% мас.

Если измерения проводят двумя или более независимыми способами, расхождение между результатами не должно превышать 10%.

Перед испытаниями проводят калибровку приборов и первичных преобразователей. Во время проведения испытаний колебания в расходах греющей и охлаждающих сред и хладоносителя не должны превышать ±5%, а колебания температуры на снимаемом режиме не должно превышать ±1°С. Перед началом испытаний холодильную машину для проверки возможности поддержания стабильного режима выдерживают на постоянном режиме в течение 24 ч.

Показания приборов снимают через каждые 20 мин.

Обработку результатов измерений производят по средним значениям параметров, полученным во время испытаний.

Расчетные зависимости для определения тепловых нагрузок, а также величины недонасыщения и недовыпаривания раствора приведены в табл. V—11.

Недонасыщение раствора в абсорбере определяется как разность между действительной концентрацией раствора на выходе из абсорбера и равновесной концентрацией, соответствующей температуре раствора и давлению паров холодильного агента в абсорбере p_a.

Недовыпаривание раствора в генераторе определяется как разность между действительной концентрацией раствора на выходе из генератора и равновесной концентрацией, соответствующей температуре раствора и давлению насыщенных паров p'.

Недонасыщение и недовыпаривание раствора может характеризоваться также величиной переохлаждения его на выходе из абсорбера и перегрева на выходе из генератора.

Испытания абсорбционных холодильных машин со ступенчатыми процессами отличаются от описанных тем, что число измеряемых параметров больше при том же объеме испытаний.

Гидравлическое сопротивление аппаратов определяют по показаниям манометров на входе в аппарат и на выходе из них с учетом высоты столба жидкости между уровнями установки манометров.

ИСПЫТАНИЯ КОМПРЕССОРОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Во всех случаях, когда холодильные компрессоры являются самостоятельной продукцией, их подвергают самостоятельным испытаниям различных видов. Кроме того, компрессоры могут быть подвергнуты испытаниям и при испытаниях холодильных машин в целом, а также агрегатов различного состава.

Испытания поршневых компрессоров

Для поршневых холодильных компрессоров холодопроизводительностью свыше 3,5 кВт (3000 ккал/ч) нормативные документы (ГОСТ 13019—77, ОСТ 26.03-2006—77) предусматривают объем испытаний[1], представленный в табл. V—12. Ниже приведены методы испытаний, перечисленных в этой таблице, кроме общетехнических методов, не имеющих специфических особенностей в холодильной технике.

Работу и взаимодействие узлов и деталей при обкатке без нагрузки проверяют, обеспечивая подачу от внешней системы смазочного масла температурой не ниже 30° С (температура на выходе должна быть не выше 70° С) и давлением, соответствующим указанному в технической документации. Время работы для компрессоров номинальной холодопроизводительностью до 35 кВт не менее 1 ч, свыше 35 кВт — не менее 2 ч. Возможна обкатка при подаче смазочного масла от системы смазки компрессора; в этом случае время работы не менее 8 ч. Крейцкопфные компрессоры обкатывают без нагрузки в течение 24 ч.

После обкатки проверяют работоспособность и регулирование системы смазки каждого компрессора по технологии предприятия-изготовителя.

Для проверки взаимодействия узлов и деталей при периодических испытаниях подвергают микрометражу трущиеся детали до и после работы компрессора в течение не менее 500 ч, а также проводят обмер и взвешивание резиновых деталей.

Компрессоры после обкатки без нагрузки проходят обкатку на холодильном агенте продолжительностью не менее 1 ч при разности между давлениями нагнетания и всасывания, составляющей не менее 0,6 максимальной разности этих давлений, предусмотренной технической документацией. Вслед за этим компрессоры должны проработать на холодильном агенте в течение

[1] Компрессоры меньшей производительности проходят эти испытания только в составе агрегатов.

Таблица V-12 *Объем испытаний по ГОСТ 13019—77 и ОСТ26.03-2006—77*

Проверяемый параметр или характеристика	Наличие в объеме испытаний		
	приемо-сдаточных	периодических	приемочных
Работа и взаимодействие узлов при обкатке без нагрузки	+	+	+
Работа на холодильном агенте[1]	+	+	+
Объемная производительность[2]	+	—	+
Герметичность	+	+	+
Разрежение во всасывающем коллекторе	+	—	+
Электрические параметры встроенного электродвигателя	+	+	+
Масса компрессора и его основных узлов и деталей	—	+	+
Холодопроизводительность	—	+	+
Потребляемая мощность	—	+	+
Работа системы регулирования (при ее наличии)	—	+	+
Мощность холостого хода	—	+	+
Температура нагнетания	—	+	+
Шум и вибрация	—	+	+
Утечка через сальник	—	+	+
Температура и сопротивление обмотки встроенного электродвигателя	—	+	+
Расход масла[3]	—	+	+
Прочность корпусных деталей	—	—	+
Коэффициент подачи (наполнения) и его составляющие (λ_w, λ_c)	—	—	+
Холодильный коэффициент	—	—	+
Коэффициенты полезного действия (η_e, $\eta_м$, η_i)	—	—	+
Коэффициент полезного действия встроенного электродвигателя	—	—	+
Коэффициент мощности ($\cos\varphi$) встроенного электродвигателя[4]	—	—	+
Эффективность регулирования производительности разными способами	—	—	+
Тепловая напряженность компрессора	—	—	+
Возможность пуска компрессора со встроенным электродвигателем	—	—	+
Срабатывание защитных устройств	—	—	+
Показатели надежности	—	—	+

[1] Для бескрейцкопфных компрессоров до 100 кВт (свыше 100 кВт —выборочно)
[2] Для одноступенчатых компрессоров до 100 кВт.
[3] Для аммиачных бескрейцкопфных компрессоров.
[4] Для электродвигателей номинальной мощностью до 5 кВт.

12 ч, в том числе 3 ч в режиме с максимальной разностью давлений.

Объемную производительность определяют по времени наполнения воздухом ресивера до давления 0,5 МПа (5 кгс/см²). Результаты отдельных измерений, которые проводят не менее 3 раз, должны отличаться от среднеарифметического не более чем на 5%. Допускается измерять объемную производительность с помощью дроссельного расходомера на всасывающей линии при работе на воздухе со степенью сжатия не более 5.

Герметичность проверяют: по удержанию давления воздуха в течение заданного времени; по сохранению вакуума; по отсутствию пузырей при погружении в подсвеченную водяную ванну; по отсутствию утечек (с помощью галоидного течеискателя). Сведения об испытаниях на герметичность представлены в табл. V—13.

Способность компрессора создавать разрежение во всасывающем коллекторе (картере) проверяют при работе с ресивером на всасывающей линии и с прикрытым нагнетательным вентилем. Время откачки до давления 19,6 кПа (0,2 кгс/см²) измеряют с точностью не ниже 3%. Это время, объем ресивера и величина давления на нагнетании регламентируются технической документацией на компрессор.

Таблица V-13 *Испытания компрессоров на герметичность*

Метод	Объект	Условия испытаний	Критерий
Удержание давления	Цилиндры крейцкопфных компрессоров и бескрейцкопфные аммиачные компрессоры	Испытательное давление воздуха — по технической документации на компрессор (время выдержки 8 ч)	Падение давления не более 0,02 МПа в первые два часа; сохранение давления в дальнейшем
Водяная ванна (с подсветом)	Цилиндры крейцкопфных компрессоров и бескрейцкопфные аммиачные компрессоры	Испытательное давление воздуха — по технической документации на компрессор; продолжительность выдержки — по технологии завода-изготовителя	Отсутствие пузырей
	Фреоновые компрессоры	Испытательное давление R12 или смеси R12 (парциальное давление R12 не менее 0,3 МПа) с воздухом (азотом) — по технической документации на компрессор (время выдержки 15 мин)	То же
Галоидный течеискатель	Компрессоры со встроенными двигателями холодопроизводительностью до 100 кВт	Испытательное давление R12 или смеси R12 (парциальное давление R12 не менее 0,35 МПа) с воздухом (азотом) — по технической документации на компрессор; настройка течеискателя на обнаружение эталонной течи 4 г/год; загазованность помещения не должна обнаруживаться прибором, настроенным на эталонную течь 0,25 г/год	Отсутствие реакции прибора на течь
	Компрессоры других типов и цилиндры крейцкопфных компрессоров	То же, но настройка на обнаружение эталонной течи 10 г/год; загазованность помещения не должна обнаруживаться прибором, настроенным на эталонную течь 4 г/год	То же

При определении холодопроизводительности измеряют величины, приведенные в табл. V—14.

Для измерения холодопроизводительности используют стенды, схемы которых аналогичны схемам, показанным на рис. V-2÷V-5 трубопроводы температура которых при работе может опускаться ниже температуры точки росы в помещении стенда, а также теплообменные аппараты покрывают теплоизоляцией так, чтобы их теплообмен с окружающей средой не превышал 5% измеряемой холодопроизводительности.

Трубопроводы и аппараты стендов должны быть испытаны на прочность и плотность, а аппараты должны проходить периодические освидетельствования по Правилам устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением, Госгортехнадзора. Перед зарядкой стенда холодильным агентом систему вакуумируют до остаточного давления не выше 1,3 кПа (10 мм рт. ст.) при работе с $t_0 \leqslant -40°$ С и не выше 3,3 кПа (25 мм рт. ст.) в других случаях. Остатки неконденсирующихся газов удаляют из системы продувкой холодильным агентом.

Стенды оснащают приборами, обеспечивающими измерения величин с точностью, приведенной в табл. V—14. При приемосдаточных испытаниях могут быть использованы манометры класса точности не ниже 2,5 по ГОСТ 2405—73 и термометры с ценой деления не выше 1° С.

Перед началом испытаний проводят проверку нуля приборов и находят теплопроходимость kF тех аппаратов, по тепловому балансу которых определяют массовую производительность компрессора G_a. Теплопроходимость определяют по трем измерениям при разностях между температурами холодильного агента и воздуха не менее

Таблица V-14 *Измерения при испытаниях компрессоров*

Измеряемая величина	Точность измерения (±)	Схема стенда и тип компрессора			
		Рис. V—2 (без регенеративного теплообменника; все типы компрессоров с $Q > 10$ кВт)	Рис. V—2 (фреоновые компрессоры с $Q < 10$ кВт)	Рис. V—3 (фреоновые компрессоры с $Q < 40$ кВт)	Рис. V—4 (все типы компрессоров $Q < 40$ кВт)
Температура вне компрессора, °С					
всасывания	0,3°С	+	+	+	+
нагнетания	0,3°С	+	+	+	+
пара на выходе из испарителя	0,3°С	+	+	+	—
пара на входе в конденсатор	0,3°С	+	+	+	—
жидкости на выходе из конденсатора	0,3°С	+	+	+	—
жидкости перед регулирующим вентилем	0,1°С	+	+	+	—
пара на выходе из регенеративного теплообменника	0,3°С	—	+	+	—
пара после калориметра	0,3°С	—	—	+	—
жидкости перед регенеративным теплообменником	0,3°С	—	+	+	—
пара перед сужающим измерительным устройством (при его наличии)	0,3°С	+	+	—	+
воды на входе в конденсатор	0,05°С	+	+	+	—
воды на выходе из конденсатора	0,05°С	+	+	+	—
хладоносителя на входе в испаритель	0,05°С	+	+	—	—
хладоносителя на выходе из испарителя	0,05°С	+	+	—	—
пара на входе в теплообменник — охладитель пара	0,05°С	—	—	—	+
пара на выходе из теплообменника — охладителя пара	0,05°С	—	—	—	+
парожидкостной смеси на выходе из теплообменника-пароохладителя с частичной конденсацией пара	0,05°С	—	—	—	+
Температура внутри компрессора, °С					
масла в картере	0,5°С	+	+	+	+
пара после встроенного электродвигателя	0,5°С	+	+	+	—
пара перед всасывающим клапаном	0,5°С	+	+	+	+
пара после нагнетательного клапана	1,0°С	+	+	+	+
обмоток встроенного электродвигателя	1,0°С	+	+	+	—
Давление вне компрессора					
пара до компрессора	1% (1,5% для R717)	+	+	+	+
» после компрессора	2%	+	+	+	+
» перед сужающим измерительным устройством (при его наличии)	1%	+	+	+	+

Продолжение

Измеряемая величина	Точность измерения (±)	Схема стенда и тип компрессора			
		Рис. V—2 (без регенеративного теплообменника; все типы компрессоров с $Q > 10$ кВт)	Рис. V—2 (фреоновые компрессоры с $Q > 10$ кВт)	Рис. V—3 (фреоновые компрессоры с $Q < 40$ кВт)	Рис. V—4 (все типы компрессоров с $Q > 40$ кВт)
в испарителе	1%	+	+	—	+
в калориметре	1%	—	—	+	—
в конденсаторе (теплообменнике)	2%	+	+	+	+
Давление внутри компрессора					
пара в цилиндре	—	+	+	+	+
» в картере	1%	+	+	+	+
Разность давлений на выходе масляного насоса и в картере	5%	+	+	+	+
Расход газа, определяемый					
измеряющим сужающим устройством	2%	+	+	+	+
объемным расходомером	2%				
Расход воды, определяемый					
измерительным сужающим устройством	2%	+	+	+	+
объемным расходомером	2%				
мерным сосудом	2%	—	—	+	—
Расход хладоносителя, определяемый					
измерительным сужающим устройством	2%	+	+	—	—
объемным расходомером	2%	+	+	—	—
Мощность					
потребляемая компрессором	0,5%	+	+	+	+
нагревательных элементов	0,5%	—	—	+	—
Частота вращения электродвигателя внешнего привода	1,5%	+	+	+	+

10° С. Для аппаратов, вместимость которых больше 0,05 м³, а площадь внешней поверхности больше 0,5 м², теплопроходимость можно определять расчетным путем. В электрокалориметрах проверяют изоляцию нагревателя. Ее сопротивление должно быть не ниже 50 МОм.

Режимы, при работе на которых определяются холодопроизводительность и мощность, устанавливаются технической документацией на конкретный компрессор либо программой испытаний. Для компрессоров общетехнического исполнения установлены (ОСТ.26.03-2006—77) спецификационные режимы (табл. V—15).

Измерения производят при установившемся режиме работы, который должен быть обеспечен в течение не менее 90 мин. Расчетный участок при этом принимают равным 60 мин, в течение этого времени проводят измерения и записи через 10—15 мин. Установившимся считают такой режим, при котором отклонения параметров от среднеарифметических значений не превосходят следующих значений:

Температура	
кипения и конденсации R717	±1°С
кипения и конденсации фреонов	±0,5°С
всасывания в компрессор	±3°С
хладоносителей	±0,2°С
Разность температур сред, по которой рассчитывают холодопроизводительность	±0,2°С
Расход холодильных агентов и хладоносителей	±2%
Напряжение питания компрессоров со встроенным приводом	±10%

Таблица V-15 *Спецификационные режимы по ОСТ 26.03-2006—77*

Холодильный агент	Температура, °С		
	конденсации	кипения	всасывания
R717	50	—20	На 5°С выше температуры кипения
	50	—10	То же
	50	5	»
	40	—25	»
	40	—15	»
	40	—5	»
	40	5	»
	30	—30	»
	30	—15	»
	30	5	»
R12	70	—10	20
	70	0	20
	70	10	30
	55	—20	20
	55	0	20
	55	10	30
	40	—30	20
	40	—15	20
	40	0	20
R22	50	—20	20
	50	—10	20
	50	0	20
	50	10	30
	40	—30	20, 10
	40	—15	20, 10
	40	0	20, 10
	30	—40	20
	30	—15	20
	30	0	20
R502	45	—45	20
	45	—35	20
	45	—20	20
	35	—45	20
	35	—35	20
	35	—20	20
	30	—45	20
	30	—35	20
	30	—20	20

Разности температур, по которым рассчитывают холодопроизводительность и массовую производительность, не должны быть меньше 3° С.

При обработке результатов испытаний определяют среднее арифметическое значение ряда записанных величин. Эти значения входят в приведенные ниже формулы.

Массовая производительность компрессора

$$G_a = (Q + \Delta Q)/\Delta i,$$

где $Q = V\rho c\Delta t$ — тепловой поток в аппаратах, кроме калориметра (V, ρ, c и Δt — величины, относящиеся к хладоносителю или к охлаждающей среде); $Q = N_{кл}$ — тепловой поток в калориметре, равный измеренной мощности нагревателя; $\Delta Q = kF\Theta$ — поправка на теплообмен с окружающей средой, Δi — разность между энтальпиями холодильного агента на входе в аппарат и на выходе из него; kF — теплопроходимость изоляции аппарата; Θ — разность между температурами холодильного агента и воздуха в помещении стенда.

Массовую производительность компрессора определяют двумя или более независимыми способами (по тепловым балансам различных аппаратов либо с помощью расходомеров). Действительной массовой производительностью считают среднее арифметическое этих измерений. Отклонения результатов отдельных измерений от среднего значения не должны превышать 5% для аммиачных и 2% для фреоновых компрессоров.

Холодопроизводительность компрессора рассчитывают по формуле

$$Q = G_a (i_1 - i_4),$$

где i_1 и i_4 — энтальпии холодильного агента на входе в компрессор (на всасывающем патрубке) и перед регулирующим вентилем.

Энтальпии и температуры насыщения холодильного агента определяют с помощью таблиц и тепловых диаграмм.

Мощность, потребляемую электродвигателем компрессора $N_э$, измеряют способом двух ваттметров или трехфазным ваттметром по ГОСТ 183—74 при работе в установившемся режиме. При этом во всех фазах измеряют напряжение и силу тока.

Работу системы регулирования проверяют, фиксируя изменения производительности и мощности компрессора при разной степени регулирования.

Мощность холостого хода всех компрессоров, кроме герметичных, измеряют при работе компрессора со снятыми нагнетательными клапанами и патрубками, открытыми в атмосферу. Мощность холостого хода герметичных компрессоров определяют в режиме самовакуумирования при закрытом всасывающем вентиле после достижения наибольшего разрежения. Измерения проводят при температуре масла в картере в диапазоне от 30 до 90° С и устанавливают минимальное значение потребляемой мощности холостого хода.

Температуру обмоток встроенного электродвигателя определяют с помощью термоэлектрических преобразователей и термопреобразователей сопротивления, встроенных в обмотку, или по изменению сопротивления обмоток в рабочем со-

стоянии способом, аналогичным описанному в разделе «Испытания малых холодильных машин».

Расход (унос) масла устанавливают по количеству масла, которое требуется добавить в картер до первоначального уровня после работы компрессора в течение 100 ч. Если компрессор укомплектован маслоотделителем, то расход масла определяют при работе с маслоотделителем.

Прочность корпусных деталей определяют гидравлическим давлением, доводя детали до разрушения. Величину разрушающего давления фиксируют и определяют запас прочности — отношение этого давления к рабочему. Для литых деталей запас прочности должен быть не менее 2,5, для сварных — не менее 2; испытания проводят не менее чем на трех образцах литых и не менее чем на двух образцах сварных деталей. Если образец не может быть разрушен, испытание прекращают при достижении запаса прочности: 3,5 для литых и 3 для сварных деталей.

Коэффициент подачи (наполнения) (см. справочник «Холодильные компрессоры» данной серии) подсчитывают по результатам, полученным при измерении холодопроизводительности с помощью формулы

$$\lambda = G_a v_{вс}/V_{км},$$

где $V_{км}$ — теоретический объем, описываемый поршнями компрессора; $v_{вс}$ — удельный объем холодильного агента во всасывающем патрубке.

Коэффициент подогрева λ_w находят по формуле

$$\lambda_w = v_{вс}/v_{вс.кл},$$

где $v_{вс.кл}$ и $v_{вс}$ — удельный объем холодильного агента перед всасывающим клапаном.

Объемный коэффициент λ_c и коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$ могут быть определены, если в процессе испытаний проводится индицирование компрессора:

$$\lambda_c = S_1/S, \quad \lambda_{др} = S_2/S_1,$$

где S_1, S_2 и S — отрезки, взятые с индикаторной диаграммы (рис. V—9).

Холодильный коэффициент, вычисленный по результатам, полученным при измерении холодопроизводительности и мощности,

$$\varepsilon_э = Q/N_э,$$

сравнивают с теоретическим холодильным коэффициентом

$$\varepsilon_{теор} = (i_1 - i_4)/(i_{2ад} - i_1),$$

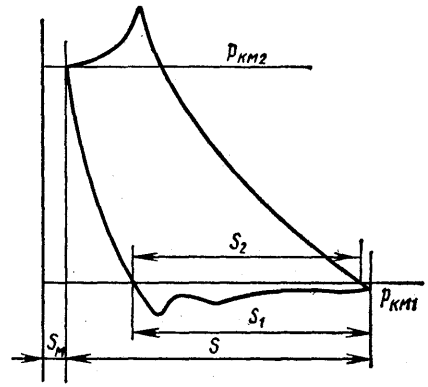


Рис. V—9. Индикаторная диаграмма поршневого компрессора

где $i_{2\,ад}$ — энтальпия пара в конце сжатия в теоретическом цикле (цикл с адиабатным сжатием и параметрами, совпадающими с параметрами действительного цикла).

Отношение электрического и теоретического холодильных коэффициентов должно быть равно электрическому КПД компрессора (см. ниже).

Коэффициенты полезного действия компрессора определяют следующим образом.

Адиабатический индикаторный КПД

$$\eta_i = (i_{2ад} - i_1)\, G_a/N_i,$$

где N_i — индикаторная мощность, найденная по результатам индицирования, или по разности N_e и $N_{тр}$ (для компрессоров холодопроизводительностью менее 15 кВт допускается принимать мощность трения равной мощности холостого хода).

Эффективный КПД

$$\eta_e = (i_{2ад} - i_1)\, G_a/N_e,$$

где N_e — эффективная мощность на валу компрессора.

Механический КПД

$$\eta_м = N_i/N_e.$$

Электрический КПД

$$\eta_э = \eta_e\, \eta_{эл.дв},$$

где $\eta_{эл.дв}$ — КПД электродвигателя.

При определении эффективности регулирования разными способами измеряют холодопроизводительность и мощность при разных уровнях регулирования (разное число отключенных цилиндров, различная степень дросселирования на вса-

сывании, различная степень байпасирования и т. п.) и сравнивают между собой полученные результаты. Кроме этого, определяют допустимую максимальную степень дросселирования, байпасирования, а также максимальное количество пусков (остановок) в единицу времени.

Тепловую напряженность компрессора оценивают по температурам масла в картере, обмоток встроенного электродвигателя, холодильного агента во всасывающем и нагнетательном трактах, а также непосредственно после нагнетательного клапана. Измерение указанных температур осуществляют с помощью термоэлектрических преобразователей, термопреобразователей сопротивления или жидкостных термометров в широком диапазоне режимов с целью выяснения наиболее напряженных в температурном отношении. При анализе тепловой напряженности компрессора используют температурный коэффициент $\tau_{км}$, отражающий отклонение действительной температуры нагнетания от адиабатической температуры конца сжатия: $\tau_{км} = (t_{нагн} - t_{вс})/(t_{нагн.ад} - t_{вс})$. В случаях, когда компрессор предназначен для работы при обдуве воздухом, в процессе испытаний имитируют этот обдув с максимальным приближением к рабочим условиям.

Показатели надежности (безотказность, долговечность, ремонтопригодность) проверяют на стендах организации-разработчика, завода-изготовителя либо по результатам работы в условиях эксплуатации. Ресурсным испытаниям на стендах подвергают не менее 2 образцов (не менее 4 — при эксплуатации) для компрессоров холодопроизводительностью более 36 кВт; не менее 4 (не менее 7 — при эксплуатации) — для бессальниковых и открытых компрессоров холодопроизводительностью до 36 кВт; не менее 5 (не менее 10 — при эксплуатации) — для герметичных компрессоров холодопроизводительностью до 36 кВт. Минимальная наработка для компрессоров холодопроизводительностью свыше 36 кВт составляет 6000 ч при испытаниях на стенде и 5000 ч — при эксплуатационных испытаниях; для компрессоров холодопроизводительностью до 36 кВт — соответственно 8000 ч на стенде и 2 года (но не менее 6000 ч) в условиях эксплуатации. Ресурсные испытания проводят на основном спецификационном режиме и на том холодильном агенте (если возможен выбор), который обеспечивает наибольшую разность между давлениями нагнетания и всасывания. Ремонтопригодность проверяют в заводских условиях, используя приспособления и запасные части, входящие в комплект поставки. Проверяют удобство приспособлений, взаимозаменяемость узлов и деталей. Более подробно см. справочник «Холодильные компрессоры» данной серии.

Испытания ротационных (пластинчатых) и винтовых компрессоров выполняют аналогично испытаниям поршневых компрессоров (см. выше). Дополнительно определяют лишь характеристики системы смазки — маслоохлаждения.

Испытания бустерных винтовых компрессоров и агрегатов имеют следующие особенности. В случае испытания их на паровом кольце для достижения низких температур пара при всасывании в испытываемый компрессор в схему стенда дополнительно включают вспомогательный компрессор небольшой производительности, который сжимает часть пара до давления, позволяющего осуществить конденсацию, используя водяное или воздушное охлаждение. Полученную жидкость после дросселирования впрыскивают в нужном количестве во всасываемый пар, прошедший пароохладитель и дроссельный вентиль парового кольца, обеспечивая требуемую температуру всасываемого пара.

Если винтовой компрессор имеет промежуточное всасывание (работает в цикле с промежуточным дросселированием), то для его испытаний требуется либо стенд с полным циклом холодильной машины, либо паровое кольцо, аналогичное применяемому для центробежных компрессоров.

Испытания центробежных компрессоров и компрессорных агрегатов

Приемо-сдаточные испытания проводят на воздухе в целях установления работоспособности всех механизмов, комплектующих компрессор и компрессорный агрегат, включая маслосистему, мультипликатор, механизм поворота лопаток входного регулирующего аппарата. При этих испытаниях устанавливается соответствие напорной характеристики $\pi = f(V)$ при работе на воздухе эталонной характеристике, полученной при приемочных испытаниях головного образца компрессора или агрегата данного типоразмера. Эти испытания проводят на номинальных частотах вращения. После их завершения проводят ревизию основных механизмов и узлов: подшипников, уплотнения вала, мультипликатора, муфт и др.

Для некоторых типов компрессоров (например, для аммиачных) испытания на воздухе выполняют по секциям или отдельным корпусам, если компрессор состоит из двух или более корпусов. Это связано с чрезмерным повышением температуры при сжатии воздуха

во всех ступенях компрессорной системы. В таких случаях для сопоставления используют эталонные характеристики соответствующих секций или отдельных корпусов.

При испытаниях на воздухе работают без промежуточных всасываний (таким же образом определяют и эталонные характеристики). Патрубки промежуточных всасываний заглушают.

Температуру масла, подаваемого к смазываемым узлам, при испытаниях на воздухе принимают не выше 45° С.

Испытания на воздухе проводят, как правило, в разомкнутой системе, состоящей из всасывающего и нагнетательного трубопроводов и дроссельной заслонки на стороне нагнетания для регулирования степени повышения давления.

При испытаниях измеряют: давление и температуру воздуха во всасывающем и нагнетательном трубопроводах; расход воздуха (с помощью дроссельного расходомера).

В случаях, когда при работе на воздухе необходима значительная (свыше 500 кВт) мощность привода (испытания аммиачных, этановых компрессоров), дроссельные заслонки могут быть установлены и на стороне всасывания. При дросселировании на всасывании уменьшается затрата энергии, а также несколько снижается температура нагнетания.

Приемочные и периодические испытания центробежных компрессоров и агрегатов проводят на стендах двух типов: с полным циклом холодильной машины и «паровое кольцо». На стендах первого типа испытывают компрессоры или агрегаты, комплектующие агрегатированные или моноблочные фреоновые холодильные машины. На стендах типа «паровое кольцо» могут быть испытаны любые холодильные центробежные компрессоры: фреоновые, аммиачные, работающие на углеводородах. В последнем случае на заводских стендах испытания на натурных газах не проводят (эти испытания выполняют на объектах эксплуатации), а испытывают компрессоры на имитирующих газах или газовых смесях.

При испытаниях на имитирующих газах соблюдают идентичность основных критериев, определяющих газодинамическое подобие работы компрессора. Эти критерии: число Маха M_u по окружной скорости рабочего колеса и при условиях на входе в компрессор; число Рейнольдса Re_u по окружной скорости рабочего колеса; объемный показатель адиабаты k_v. Полного совпадения по k_v обычно не достигают, но к нему стремятся по возможности приблизиться, обеспечивая совпадение величин M_u. Это требует соответствующего выбора частоты вращения и температуры всасывания. Критерий Re_u в подавляющем большинстве случаев находится в автомодельной области, и соблюдение его идентичности для имитирующих и натурных условий не является строго обязательным.

В целях сокращения объема испытаний компрессоров, предназначенных для работы на различных холодильных агентах (например, на R12 и R22) без изменения проточной части, испытания могут быть проведены на каком-либо одном из этих агентов, но при соответствующих передаточных отношениях мультипликатора для обеспечения расчетной частоты вращения и соответственно числа M_u.

В большинстве случаев холодильные машины с центробежными компрессорами имеют две, а в некоторых случаях и большее число ступеней дросселирования с отсасыванием образовавшихся при дросселировании паров в промежуточные ступени компрессора. При испытаниях компрессора в составе комплексной холодильной машины необходимое количество пара промежуточного всасывания подается к компрессору без каких-либо специальных средств регулирования (оно определяется самим рабочим циклом).

Значительно сложнее проведение испытаний с промежуточным всасыванием на стенде типа «паровое кольцо». Приходится на одном режиме по условиям всасывания и нагнетания проводить ряд испытаний с различным количеством пара промежуточного всасывания, чтобы установить наибольшую степень приближения к рабочим условиям с учетом характеристик отдельных ступеней компрессора. На стендах с паровым кольцом могут быть установлены также промежуточные охладители пара, если таковые предусмотрены в составе компрессорного агрегата (например, для аммиачных центробежных компрессоров, предназначенных для работы в области разностей температур конденсации и кипения свыше 30° С).

При приемочных испытаниях определяют основные внешние характеристики компрессора:

холодопроизводительность $Q = f_1(t_0, t_к)$;

мощность привода $N_e(N_э) = f_2(t_0, t_к)$;

эталонные напорные характеристики на воздухе $\pi = f(V)$.

Холодопроизводительность определяют по установленной в результате испытаний массовой производительности G_a компрессора на всасывании в его первую ступень или в соответствующую секцию при использовании компрессора в холодильной машине с несколькими температурами кипения (охлаждения). Холодопроизводительность вычисляют по формуле $Q = G_a q_0$, где q_0 — удель-

ная холодопроизводительность заданного холодильного цикла.

При испытаниях в составе комплексной холодильной машины массовую производительность компрессора G_a определяют по тепловым балансам испарителя и конденсатора с расчетом по холодильному циклу, учитывая количество пара промежуточного всасывания, если таковое имеется. За действительную массовую производительность при каждом режиме работы принимают среднее арифметическое значение массовых производительностей, определенных по испарителю и конденсатору. При этом удовлетворительными считают результаты тех испытаний, для которых расхождения между значениями G_a, определенными по испарителю и конденсатору, различаются менее чем на 10%.

При испытаниях на стенде типа «паровое кольцо» холодопроизводительность определяют также по массовой или объемной производительности компрессора и расчетному q_0 для холодильного цикла, соответствующего заданным условиям испытаний по давлениям холодильного агента на патрубках компрессора, или при условиях испытаний, соответствующих холодильному циклу по степени повышения давления в компрессоре π и в его секциях π_i. В ряде случаев величину G_a при испытаниях на «паровом кольце» определяют также из тепловых балансов охладителей пара.

При приемочных испытаниях характеристики определяют во всем диапазоне режимов работы по t_0 и $t_к$, для которых предназначен компрессор, или при соответствующих значениях степени повышения давления.

Характеристики определяют также при частичных нагрузках при соответствующих положениях лопаток входного регулирующего аппарата. Эти испытания проводят на спецификационных режимах.

Для получения характеристик компрессора проводят измерения:

давлений и температур на патрубках компрессора, включая патрубки промежуточных всасываний;

объемного или массового расхода холодильного агента (стенд типа «паровое кольцо»);

расходов хладоносителя и воды, проходящих через испарители и конденсатор (стенд с полным циклом холодильной машины);

температур хладоносителя и воды на патрубках теплообменных аппаратов, а для охладителей пара также температур холодильного агента;

температур масла, подаваемого в смазываемые узлы и возвращаемого в маслобак.

В процессе приемочных испытаний компрессора (на предварительной стадии) устанавливаются рекомендации по эксплуатации (оптимальная температура смазочного масла, режим пуска и т. п.).

Периодические испытания центробежных компрессоров выполняют по методикам, соответствующим приемочным испытаниям. Периодические испытания отличаются от приемочных меньшим (в той или иной степени) объемом. Минимальный объем периодических испытаний — определение характеристик компрессора при работе на спецификационных режимах.

ИСПЫТАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Основные характеристики теплообменных аппаратов

К основным характеристикам теплообменных аппаратов относятся:

холодопроизводительность (или тепловая производительность) Q или плотность теплового потока $q = Q/F$ при заданном расходе охлаждающей или охлаждаемой среды V и ее температуре t_1; за тепловую производительность аппарата Q условно принимают количество теплоты, подведенной в нем к холодильному агенту или отведенной от холодильного агента;

коэффициент теплопередачи $k = Q/F\Theta$;

гидравлическое сопротивление (разность статических давлений на входе в аппарат и на выходе из него) при заданном количестве циркулирующей среды (холодильного агента, теплоносителя, хладоносителя) соответственно Δp_a, $\Delta p_{тн}$, Δp_s;

мощность, расходуемая на привод электродвигателей вентиляторов и насосов $N_э$ при заданном количестве циркулирующей среды, если вентилятор или насос является частью аппарата;

площадь теплопередающей поверхности аппарата F, к которой отнесен коэффициент теплопередачи; рекомендуется за расчетную теплопередающую поверхность аппаратов, содержащих холодильный агент, принимать поверхность со стороны тепло- или хладоносителя (вода, воздух, рассол) как более доступную для измерения в испытываемом аппарате.

Ниже излагается методика стендовых и эксплуатационных испытаний (ГОСТ 16504—81).

При стендовых испытаниях опытных образцов теплообменных аппаратов, проводимых в соответствии с ГОСТ 15.001—73 и ОСТ 26-03-2019—81 [16] изучаются зависимости перечисленных основных

характеристик от режимных параметров, определяющих интенсивность теплопередачи и величину гидравлического сопротивления, в целях установления соответствия полученных в опытах действительных характеристик требованиям технической документации. Во время стендовых испытаний воздухоохладителей и воздушных конденсаторов определяют также акустические и вибрационные характеристики.

При эксплуатационных испытаниях аппаратов проверяют соответствие их характеристик в условиях эксплуатации паспортным данным. Целями эксплуатационных испытаний аппаратов могут быть проверка соответствия типоразмера аппарата изменившимся условиям его эксплуатации, разработка норм, а также накопление необходимых данных для проектирования. Эксплуатационные испытания проводятся при одном-двух режимах, соответствующих спецификационным условиям, указанным в паспорте, и в отличие от исследовательских и определительных испытаний не требуют применения специальных стендов.

Все стендовые испытания аппаратов проводят в каждом случае по программам и методикам, устанавливающим цель и объем проведения испытаний и предварительно согласованным с заинтересованными организациями (ГОСТ 15.001—73).

Холодильные установки, в состав которых включаются испытываемые аппараты, перед проведением теплотехнических испытаний должны быть испытаны на плотность в соответствии с Правилами устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок [19, 20].

Все применяемые при испытаниях приборы должны иметь паспорта или клейма государственных поверок. Особенно тщательно должны быть проверены приборы, на основании которых определяют холодопроизводительность аппаратов. Перед проведением испытаний обычно осуществляют пробную работу установки для проверки измерительных приборов, правильности заполнения системы, нормальной циркуляции холодильного агента, хладоносителя, воды, воздуха.

При проведении испытаний, как и при нормальной работе холодильной машины, необходимо, чтобы к регулирующему вентилю поступал жидкий холодильный агент без примеси пара. Это обеспечивается при переохлаждении жидкости перед регулирующим вентилем на 3—5° С. Для возможности контроля за отсутствием пара в потоке жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем рекомендуется установить на этом участке смотровое стекло.

Для каждого теплообменного аппарата, по тепловому балансу которого определяются холодопроизводительность Q или расход холодильного агента $G_а$, должны быть определены его теплопроходимость $kF_{нар}$ и приток теплоты от окружающего воздуха $\Delta Q_{п1}$. Определяют $kF_{нар}$ по трем замерам разности температур холодильного агента в аппарате и окружающего воздуха, которые должны быть не менее 10° С. Для теплообменных аппаратов вместимостью более 0,05 м³ допускается определение $\Delta Q_{п1}$ расчетным путем [4]:

$$\Delta Q_{п1} = kF_{нар}\,(t_{окр.в} - t_ж),$$

где k — коэффициент теплопередачи кожуха аппарата,

$$k = (\delta_{из}/\lambda_{из} + 1/\alpha_в)^{-1},$$

где $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи от воздуха к кожуху аппарата [для обычных условий стендовых испытаний $\alpha_в = 10^{-2}$ кВт/(м²·К). При отсутствии изоляции кожуха аппарата $k = \alpha_в$]; $F_{нар}$ — площадь наружной поверхности кожуха аппарата; $t_ж$ — температура жидкости внутри аппарата (t_0 — температура холодильного агента при межтрубном кипении в испарителях; t_s — температура хладоносителя для испарителей с кипением в трубах; $t_к$ — температура конденсации для кожухотрубных конденсаторов).

Количество теплоты $\Delta Q_{п2}$, соответствующее потере напора хладоносителя в испарителе с кипением в трубах или межтрубном пространстве, может быть найдено по формуле

$$\Delta Q_{п2} = \Delta p_s V_s.$$

Перед зарядкой холодильным агентом стенд должен быть вакуумирован до остаточного давления не выше 3,3 кПа (25 мм рт. ст.) при работе с температурой кипения до —40° С и не выше 1,34 кПа (10 мм рт. ст.) — с температурой кипения ниже —40° С [7].

Испытания испарителей с жидким хладоносителем

При стендовых испытаниях испарителей, предназначенных для охлаждения жидких хладоносителей, определяют зависимость холодопроизводительности испарителя от разности температуры хладоносителя и холодильного агента, расхода хладоносителя, температуры кипения. Для испарителей с кипением в трубах дополнительно определяют зависимость холодопроизводительности от массовой скорости $(w\rho)_а$ холодильного агента в трубах, а также зависимость гидрав-

лического сопротивления на стороне хладоносителя Δp_s от его расхода, а для испарителей с межтрубным кипением — зависимость сопротивления на стороне хладоносителя от его расхода в трубах.

$$Q_и = f(t_{s2} - t_0) \text{ при } t_0 = \text{idem};\ V_s = \text{const};$$

$$Q_и = f(wρ)_a \text{ при } t_0 = \text{idem};\ t_s = \text{const};$$

$$V_s = \text{const};$$

$$Q_и = f(V_s) \text{ при } t_0 = \text{const};\ t_{s2} = \text{const};$$

$$\Delta p_s = f(V_s) \text{ при } t_{s1} = \text{const};\ t_0 = \text{const};$$

$$\Delta p_a = f(wρ)_a \text{ при } t_0 = \text{const};\ t_{s2} = \text{const}.$$

Испытательный стенд должен обеспечить возможность независимого регулирования каждого из режимных параметров в значительном диапазоне с целью изучения раздельного влияния каждого из них. Желательно иметь компрессор с регулируемой холодопроизводительностью либо несколько компрессоров, включение которых в различных комбинациях позволит в широких пределах регулировать холодопроизводительность при постоянной температуре кипения.

Принципиальная схема стенда для лабораторно-заводских (стендовых) испытаний испарителей приведена на рис. V—10. Тепловая нагрузка на испаритель создается хладоносителем, который нагревается в рассольно-водяном теплообменнике. Подогрев хладоносителя может осуществляться водой из конденсатора, водяным паром, а при малой тепловой нагрузке — электрогрелками.

За холодопроизводительность испарителя принимают его производительность «брутто», которая должна быть определена двумя независимыми методами [7, 29]: по количеству теплоты, отведенной от хладоносителя в испарителе (холодопроизводительность «нетто») с учетом теплопритоков в нем; по количеству испарившегося холодильного агента и изменению его энтальпии в испарителе:

$$Q_и = Q_и^{бр} = G_s c_s (t_{s1} - t_{s2}) + \Delta Q_п^{общ} =$$

$$= G_a (i_{a2} - i_{a1}).$$

Величина $\Delta Q_п^{общ} = \Delta Q_{п1} + \Delta Q_{п2}$ (вредные притоки теплоты к испарителю от окружающего воздуха и от гидравлического сопротивления потоку хладоносителя) не должна превышать 1% от количества теплоты, отведенной от хладоносителя.

При испытаниях испарителей измеряют (см. рис. V—11) [21]:

давления: кипения в испарителе p_0 (при внутритрубном кипении — на входе p_{01} и выходе из аппарата p_{02}); конденсации $p_к$; всасывания $p_{вс}$ и нагнетания компрессора $p_{нагн}$; барометрическое давление $p_б$;

температуры: хладоносителя на входе t_{s1} и выходе t_{s2} из испарителя; воды на входе t_{w1} и выходе t_{w2} из конденсатора; холодильного агента перед регулирующим вентилем $t_и$; холодильного агента на входе t_{a1} в испаритель и на выходе t_{a2} из него; паров холодильного агента на входе $t_{то1}^{п}$ в теплообменник и на выходе $t_{то2}^{п}$ из него; жидкого холодильного агента на входе $t_{то1}^{ж}$ в теплообменник и на выходе $t_{то2}^{ж}$ из него; всасывания $t_{вс}$ и нагнетания $t_{нагн}$ в компрессоре; окружающего воздуха $t_{окр.в}$;

расходы: хладоносителя, циркулирующего через испаритель G_s; воды, циркулирующей через конденсатор G_w; холодильного агента, циркулирующего в системе G_a;

гидравлические сопротивления: испарителя по холодильному агенту Δp_a; испарителя по хладоносителю Δp_s.

Давление холодильного агента в элементах установки измеряют манометрами класса точности 0,6. Величина измеряемого давления должна быть в пределах средней трети шкалы прибора. Давление холодильного агента ниже атмосферного измеряют образцовым вакуумметром класса точности 0,4 (в случае использования аммиака устанавливаются мембранные разделители типа РМ). Атмосферное давление измеряют ртутным или мембранным барометром. Погрешность измерения давления (или разности давлений) не должна превышать 1% от величины измеренного давления (по абсолютной шкале).

Температура хладоносителя (воды) на входе в испаритель (конденсатор) и на выходе из него может быть измерена любым из приборов: лабораторным ртутным термометром, термоэлектрическим измерительным прибором; термометром сопротивления. Погрешность измерения каждого из параметров не должна превышать 0,1° С. Температуры холодильного агента и воздуха должны быть измерены с погрешностью не более 0,2 и 0,5° С (соответственно).

Расходы хладоносителя и воды измеряют либо расходомерами (дроссельного [18] или объемного типа), либо мерными сосудами. Размер тарированного мерного сосуда должен обеспечивать время замера не менее 60 с и разность фиксируемых уровней не менее 150 мм [7]. Погрешность измерения величины G_s в рабочем интервале не должна превышать 1%.

Расход холодильного агента определяют одним из следующих способов [7]:

по балансу конденсатора (если расходы холодильного агента в испарителе и конденсаторе одинаковы);

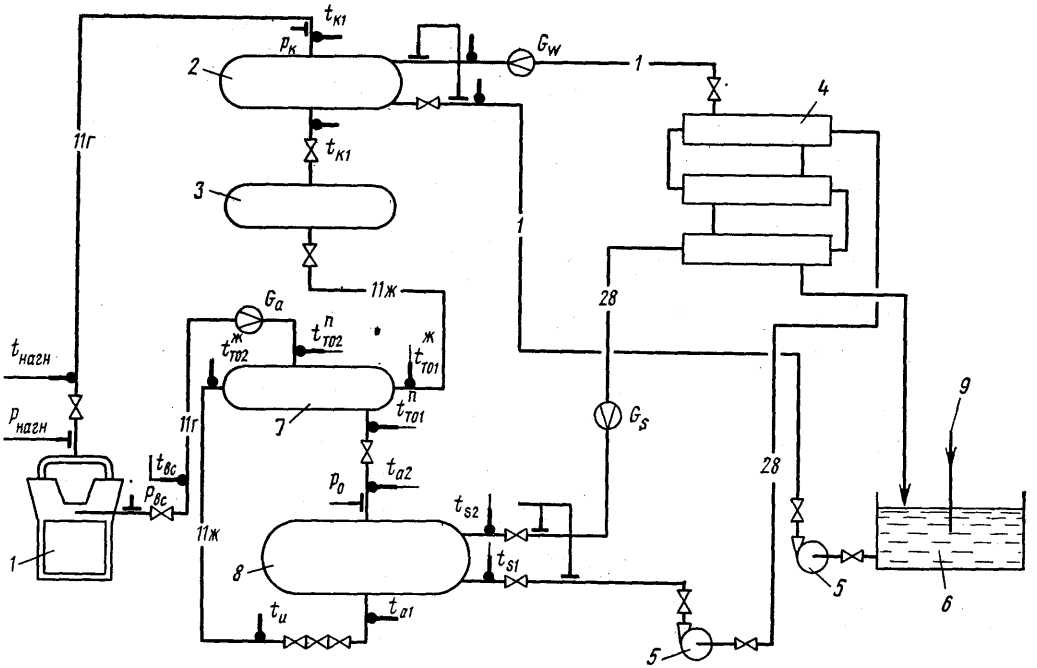


Рис. V—10. Принципиальная схема стенда для испытания испарителей с жидким хладоносителем:

1 — компрессор; *2* — конденсатор; *3* — ресивер; *4* — теплообменник вода — рассол; *5* — насос; *6* — водяной бак; *7* — теплообменник; *8* — испаритель; *9* — подвод воды

непосредственным измерением: либо с помощью дроссельного устройства [18], установленного на стороне пара холодильного агента, либо с помощью объемного расходомера или мерного сосуда, установленных на стороне жидкого холодильного агента.

Погрешность определения величины G_a в рабочем интервале не должна превышать 2,5% измеряемой величины.

Характеристики испарителя определяют на режимах, установленных для него нормативно-технической документацией (табл. V—16), либо проводят испытания в интервале $t_0 \div t_{s1}$, на 10° С выше и на 10° С ниже номинальных значений, а также значений V_s и $(\omega\rho)_a$ на 25% выше и на 25% ниже их номинальных значений.

Режимы испытаний указаны в табл. V—16.

Испытания испарителей следует проводить при таком заполнении их парожидкостной смесью, чтобы перегрев пара на выходе из испарителя составлял не более 2°С (для испарителей с кипением в межтрубном пространстве) и не более 4°С (для испарителей с кипением в трубах и воздухоохладителей). На всасывающем трубопроводе от испарителя к компрессору следует установить теплообменник или калориметр для обеспечения в нем перегрева паров холодильного агента на 10—15°С относительно t_0.

Испытания испарителей проводят на установившемся тепловом режиме, при котором отклонения рабочих параметров от их средних значений не превышают допускаемых пределов.

Таблица V-16 *Режимы испытаний испарителей (ОСТ 26-03-2019—81)*

Группа температурного режима	Температура, °С		
	хладоносителя на входе в испаритель t_{s1}	кипения холодильного агента t_0	перегретых паров холодильного агента t_{a2}
I	+14 (+6)	+5(—3)	+8 (+1)
II	— 8	—15	—12
III	—17	—25	—23
IV	—33	—40	—38

Примечание. I — режим получения ледяной воды.

Установившийся тепловой режим поддерживается не менее 90 мин (расчетный участок, на котором проводят измерение и запись параметров, составляет 60 мин). Все отсчеты по приборам выполняют через каждые 15 мин. Допускается увеличение интервала времени между отсчетами до 30 мин; при этом расчетный участок увеличивается до 120 мин [7].

За время испытаний допускаются следующие отклонения от средних арифметических значений измеряемых параметров [7]: температуры кипения холодильного агента — не более ±1°С; температуры воды и хладоносителей — не более ±0,3°С; температуры перегретых паров холодильного агента на всасывании компрессора — не более ±1°С; разности температур хладоносителя в испарителе и воды в конденсаторе — не более ±0,2°С; расхода хладоносителей, воды и холодильного агента — не более ±2%. Разности температур, по которым рассчитывают расход холодильного агента и холодопроизводительность испарителя, должны быть не меньше 3°С.

При проведении эксплуатационных испытаний испарителей трудно обеспечить строгий установившийся режим работы установки и отдельных ее элементов из-за значительного изменения внешних условий. Поэтому холодопроизводительность и другие показатели определяют на основании средних значений измеренных величин за время наиболее стабильной работы установки [8, 9, 31].

Испытания воздухоохладителей

При испытаниях воздухоохладителей определяют зависимость холодопроизводительности от разности температур воздуха $t_{в1}$ и кипения t_0 и мощность, потребляемую электродвигателями вентиляторов $N_{вент}$.

Таблица V-17 *Режимы испытаний воздухоохладителей*

Группа температурного режима	Параметры воздуха на входе в воздухоохладитель		Температура, °С	
	температура по сухому термометру $t_{в1}$, °С	относительная влажность $\varphi_{в1}$, %	кипения хладагента t_0	перегретого пара на выходе из воздухоохладителя t_{a2}
I	10	70	0	6
II	0	85	—8	—3
III	—18	90	—25	—20
IV	—25	95	—31	—27
V	—34	98	—40	—36

Характеристики воздухоохладителя должны быть определены хотя бы для одного из следующих режимов (табл. V—17).

За холодопроизводительность воздухоохладителя принимают его производительность брутто. Она должна быть определена любым из двух способов, каждый из которых включает два независимых друг от друга метода определения величины $Q_{во}$ [30]:

I способ — по изменению энтальпии холодильного агента в воздухоохладителе и его расходу, определенному двумя методами;

II способ — по изменению энтальпии холодильного агента в воздухоохладителе и его расходу, определенному каким-либо из методов, а также по количеству теплоты, отведенной воздухом.

Принципиальная схема стенда (на стороне холодильного агента) для испытания воздухоохладителя при насосной подаче жидкости приведена на рис. V—11. Жидкий холодильный агент из циркуляционного ресивера подается насосом в воздухоохладители: испытуемый и служебный. Из испытуемого воздухоохладителя парожидкостная смесь поступает в разделительный сосуд, откуда жидкость сливается в циркуляционный ресивер, а пары направляются в три элемента электрокалориметра и далее — в циркуляционный ресивер и компрессор.

Кратность циркуляции жидкости через воздухоохладитель определяют по формуле

$$m = \left(G_a^{п} + G_a^{ж} \right) / G_a^{п} .$$

При насосной подаче жидкости на воздухоохладитель и кратности циркуляции $m > 1$ холодопроизводительность воздухоохладителя $Q_{во}$ находят по следующей формуле:

$$Q_{во} = G_a^{общ}(i_{a2} - i_{a1}), \qquad (V-1)$$

где $G_a^{общ}$ — общее количество жидкого холодильного агента, поступающего в воздухоохладитель.

Величину $G_a^{общ}$ следует измерять непосредственно перед воздухоохладителем; контролируют ее по уравнению

$$G_a^{общ} = G_a^{п} + G_a^{ж} ,$$

где $G_a^{п}$ — количество холодильного агента, испарившегося в воздухоохладителе (определяется по второму элементу калориметра); $G_a^{ж}$ — количество жидкого холодильного агента, не испарившегося в воздухоохладителе [определяется по времени заполнения мерного резервуара — разделительного сосуда (см. рис. V—11)]; i_{a1} и i_{a2} — соответ-

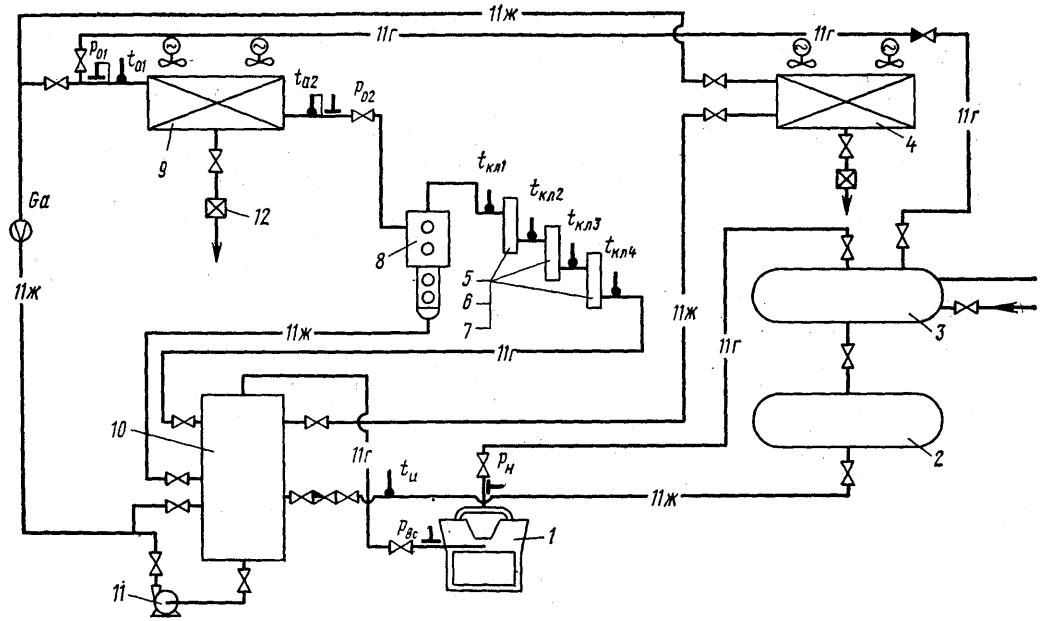


Рис. V—11. Принципиальная схема стенда холодильной установки для испытания воздухоохладителей при насосной подаче жидкости:

1 — компрессор; *2* — линейный ресивер; *3* — конденсатор; *4* — служебный воздухоохладитель; *5, 6, 7* — элементы электрокалориметра; *8* — разделительный сосуд; *9* — испытуемый воздухоохладитель; *10* — циркуляционный ресивер; *11* — насос; *12* — измерение количества талой воды

ственно энтальпия жидкости на входе в воздухоохладитель и парожидкостной смеси на выходе из воздухоохладителя.

Энтальпию парожидкостной смеси холодильного агента на выходе из воздухоохладителя определяют по энтальпии $i_{кл4}$ паров холодильного агента на выходе из третьего элемента калориметра с учетом теплового баланса калориметра:

$$i_{a2} = i_{кл4} - \left(N_{кл}^{общ} / G_a^{п} \right) ,$$

где $N_{кл}^{общ}$ — суммарная мощность, потребляемая грелками трех элементов калориметра.

Энтальпию i_{a1} вычисляют по значениям давления p_{01} и температуры t_{a1} холодильного агента на входе в воздухоохладитель.

При работе воздухоохладителя по безнасосной схеме его холодопроизводительность также можно рассчитать по формуле (V—1). В формуле (V—1) в этом случае следует принимать $G_a^{общ} = G_a^{п}$.

Холодопроизводительность на стороне воздушного потока определяют одним из следующих методов:

1. С помощью калориметрической камеры. При этом холодопроизводительность определяют из полного теплопритока в камеру, который создается электрокалориметром. Эта методика является наиболее точной и рекомендуется при испытании воздухоохладителей и воздухоохлаждающих агрегатов малой холодопроизводительности (до 30 кВт). При осаждении инея на поверхности воздухоохладителя процесс теплопередачи становится нестационарным и точность калориметрического определения $Q_{во}$ снижается. Требования к конструкции калориметрической камеры и перечень необходимых измерений приведены в [1, 30].

2. С помощью психрометрической камеры или аэродинамической трубы (замкнутого или разомкнутого типа). При этом холодопроизводительность определяют по количеству воздуха, циркулирующего через воздухоохладитель, и изменению его энтальпии с учетом теплопритоков. В общем виде холодопроизводительность может быть найдена по уравнению

$$Q_{во} = V_в \rho_в (i_{в1} - i_{в2}) + V_в \Delta p_в + \\ + k_{ст} F_{ст} (t_{кам} - t_{окр.в}),$$

где $\rho_в$ — плотность воздуха при средней температуре его в аппарате; $k_{ст} F_{ст} (t_{кам}$—

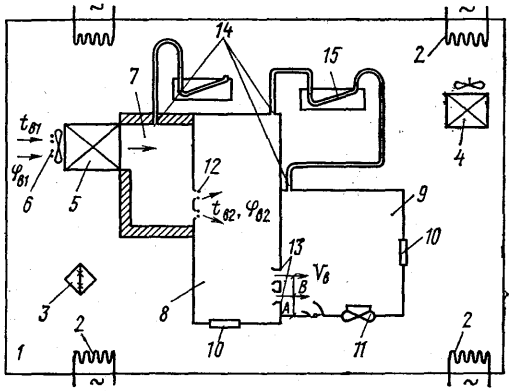


Рис. V—12. Психрометрическая камера:

1 — психрометрическая камера; *2* — электрогрелки; *3* — увлажнительное устройство; *4* — служебный воздухоохладитель; *5* — испытуемый воздухоохладитель; *6* — приборы, измеряющие температуру и влажность воздуха на входе в воздухоохладитель; *7* — смесительная камера; *8* — промежуточная камера; *9* — дополнительная камера; *10* — герметичная дверь; *11* — вытяжной вентилятор; *12* — приборы, измеряющие температуру и влажность воздуха на выходе из воздухоохладителя; *13* — коллекторы для измерения расхода циркулирующего воздуха; *14* — патрубок отбора статического давления; *15* — микроманометр; *A* — не менее 1,5 *D*; *B* — не менее 3 *D* (*D* — диаметр коллектора)

— $t_{\text{окр.в}}$) — слагаемое, которое учитывает приток теплоты через стенки камеры или аэродинамической трубы (при хорошей изоляции величиной теплопритоков через стенки камеры можно пренебречь); $V_{\text{в}}\Delta p_{\text{в}}$ — слагаемое, которое учитывает теплоту, соответствующую потере напора воздуха в аппарате.

В случае бесканального воздухораспределения; когда двигатель вентилятора омывается охлаждаемым воздухом, можно с достаточной точностью принять, что

$$Q_{\text{во}} = V_{\text{в}}\rho_{\text{в}}(i_{\text{в1}} - i_{\text{в2}}) + N_{\text{внт}},$$

где $N_{\text{внт}}$ — мощность, потребляемая двигателями вентиляторов.

Последнее уравнение может быть использовано для определения холодопроизводительности воздухоохладителя при испытании его в психрометрической камере (рис. V—12). Испытуемый воздухоохладитель располагают в изолированном помещении, размеры которого должны быть достаточными для циркуляции без помех воздуха, входящего в воздухоохладитель. Тепловая нагрузка на аппарат создается с помощью электрогрелок. Требуемый температурный режим в помещении поддерживается с помощью служебного воздухоохладителя. Увлажнение воздуха осуществляется с помощью увлажнителей, мощность нагрева которых можно регулировать.

Охлажденный в воздухоохладителе воздух попадает в смесительную теплоизолированную камеру, назначение которой — обеспечить перемешивание выходящего воздуха для более точного измерения его параметров. Перемешивание воздуха должно быть таким, чтобы показания по сухому термометру в разных точках отличались не более чем на 0,1° С. Теплоприток к смесительной камере не должен превышать 5% от холодопроизводительности воздухоохладителя.

Температуру и влажность воздуха измеряют на выходе из смесительной камеры в промежуточную, которая вместе с третьей дополнительной камерой и расположенным над ней вытяжным вентилятором служит для измерения количества воздуха, проходящего через воздухоохладитель. Для этого в стенке между промежуточной и дополнительной камерами устанавливают коллекторы (сопла) с постоянным коэффициентом расхода. Количество проходящего воздуха определяют по разности статических давлений в промежуточной и дополнительной камерах с учетом коэффициента расхода коллекторов и их геометрии. Назначение вытяжного вентилятора заключается в том, чтобы обеспечить нулевое избыточное статическое давление на выходе из воздухоохладителя.

При испытаниях воздухоохладителей измеряют следующие параметры на стороне холодильного агента:

давление: холодильного агента на входе в воздухоохладитель $p_{\text{о1}}$ и на выходе из него $p_{\text{о2}}$; в циркуляционном ресивере $p_{\text{цр}}$; на всасывании $p_{\text{вс.н}}$ и нагнетании $p_{\text{наг.н}}$ циркуляционного насоса;

температуру: на входе $t_{\text{а1}}$ в воздухоохладитель и на выходе из него $t_{\text{а2}}$; на входе и выходе каждого из четырех элементов электрокалориметра $t_{\text{кл1}}$; $t_{\text{кл2}}$; $t_{\text{кл3}}$, $t_{\text{кл4}}$; перед регулирующим вентилем $t_{\text{и}}$;

мощность, потребляемую электрогрелками каждого из трех элементов калориметра, $N_{\text{кл1}}$, $N_{\text{кл2}}$, $N_{\text{кл3}}$;

расход: жидкого холодильного агента, подаваемого в воздухоохладитель, $G_{\text{а}}^{\text{общ}}$; жидкого холодильного агента, не испарившегося в воздухоохладителе, $G_{\text{а}}^{\text{ж}}$; холодильного агента, испарившегося в воздухоохладителе, $G_{\text{а}}^{\text{п}}$.

При испытаниях воздухоохладителей в психрометрической камере измеряют следующие параметры на стороне воздуха:

давления: барометрическое $p_{\text{б}}$; статическое на выходе из воздухоохладителя $p_{\text{в2}}$; разность статических давлений в промежуточной $p_{\text{п.к}}$ и дополнительной $p_{\text{д.к}}$ камерах;

температуры по сухому и влажному термометрам; на входе в воздухоохладитель $t_{\text{в1}}$, $t_{\text{вл1}}$ и выходе из него $t_{\text{в2}}$, $t_{\text{вл2}}$;

количество W_0 влаги (инея), выпадающей на поверхности воздухоохладителя;

мощность, потребляемую электродвигателями вентиляторов, $N_{\text{внт}}$;

мощность, потребляемую нагревателями (при оттаивании поверхности с помощью электронагревателей).

Температуру воздуха на входе в воздухоохладитель и на выходе из него определяют как среднюю арифметическую из показаний в отдельных точках. Измеряют температуру по сухому и влажному термометрам не менее чем в шести точках плюс одно дополнительное измерение на каждые 0,6 м² площади сечения потока воздуха. Температуры в отдельных точках не должны различаться между собой более чем на 0,1 $(t_{\text{в1}}-t_0)$ [16].

Отбор статического давления воздуха из камер для измерения расхода воздуха должен осуществляться параллельно в нескольких точках. Для этого в стенках камеры предусмотрены отверстия диаметром 1,5—2 мм; отводные трубки диаметром 6×1 мм присоединены к микроманометрам.

Погрешность приборов, используемых для измерения температур воздуха по сухому и влажному термометрам, не должна превышать 0,1° С. Все другие температуры могут измеряться с погрешностью не более 0,3° С. Требования к приборам, измеряющим другие параметры, совпадают с изложенными выше требованиями к приборам при испытаниях испарителей для жидких хладоносителей.

Во время проведения испытаний воздухоохладителей допускаются следующие отклонения параметров от их номинальных значений (кроме указанных выше):

температуры кипения холодильного агента в воздухоохладителе, соответствующей давлению паров холодильного агента на выходе из воздухоохладителя, — не более 0,3° С;

разности температур холодильного агента и входящего воздуха — не более 0,5° С от номинального значения, средней температуры входящего воздуха — не более 0,6° С.

Испытания конденсаторов

Водяные конденсаторы и переохладители. При испытаниях конденсаторов определяют зависимость его тепловой производительности $Q_{\text{к}}$ от объемного расхода воды V_w, разности температур холодильного агента и воды, плотности теплового потока q, температуры конденсации $t_{\text{к}}$, а также зависимость гидравлического сопротивления аппарата Δp_w от объемного расхода воды:

$$Q_{\text{к}} = f(V_w) \text{ при } \Theta = \text{idem}; \; t_{\text{к}} = \text{idem};$$

$$Q_{\text{к}} = f(t_{\text{к}} - t_{w1}) \text{ при } V_w = \text{idem}; \; t_{\text{к}} = \text{idem};$$

Таблица V-18 *Режимы испытаний конденсаторов*

Конденсатор	Группа температурного режима	Температура, °С				
		конденсации t_k	перегретого пара на входе в аппарат			охлаждающей среды на входе в аппарат
			R12	R22	R717	
Водяной	I	30	55	75	110	22
	II	35	60	80	120	27
	III	40	65	85	135	32
Воздушный	I	35	60	80	120	20
	II	45	70	90	140	30
	III	55	80	100	150	40

Примечание. Допускается отклонение температуры перегретого пара на входе в конденсатор от величин, приведенных в табл. V-18, однако она должна не менее чем на 20°С превышать температуру конденсации.

$$Q_{\text{к}} = f(t_{\text{к}}) \text{ при } \Theta = \text{idem}; \; V_w = \text{idem};$$

$$\Delta p_w = f(V_w) \text{ при } t_{\text{к}} = \text{const}; \; t_{w1} = \text{const}.$$

Кроме того, изучают влияние загрязнений на коэффициенты теплопередачи.

Испытания водяных конденсаторов проводят на температурных режимах, приведенных в табл. V—18 [16].

За тепловую производительность конденсатора принимают его производительность брутто $Q_{\text{к}}^{\text{бр}}$, которую вычисляют либо по расходу циркулирующей воды и ее отеплению в аппарате, либо по количеству сконденсированного холодильного агента $G_{\text{а}}$ и изменению его энтальпии в конденсаторе.

Уравнение теплового баланса водяного конденсатора

$$Q_{\text{к}} = V_w \rho_w c_w (t_{w2} - t_{w1}) \pm \Delta Q_{\text{к}} = G_{\text{а}} (i_{\text{к1}} - i_{\text{к2}}). \qquad \text{(V—2)}$$

Здесь $V_w \rho_w$ — расход воды, циркулирующей через конденсатор; $\Delta Q_{\text{к}}$ — количество теплоты, отданной холодильным агентом окружающему воздуху $(t_{\text{к}} > t_{\text{окр.в}})$ или воспринятой холодильным агентом от воздуха $(t_{\text{к}} < t_{\text{окр.в}})$;

$$\Delta Q_{\text{к}} = k_{\text{нар}} F_{\text{нар}} (t_{\text{к}} - t_{\text{окр.в}}),$$

где $k_{\text{нар}}$ — коэффициент теплопередачи, практически равный $(9 \div 12)\ 10^{-3}$ кВт/(м²·К); $t_{\text{в}}$ — температура окружающего воздуха по сухому термометру на расстоянии 1 м от конденсатора на середине его высоты.

При разности температур $t_{\text{к}} - t_{\text{окр.в}} = 10$°С величиной $\Delta Q_{\text{к}}$ можно пренебречь.

Расчетный температурный напор θ между холодильным агентом и водой вычисляют как среднелогарифмический:

$$\theta = (t_{w2} - t_{w1})/2{,}3 \lg [(t_к - t_{w1})/(t_к - t_{w2})].$$

При испытании конденсаторов рекомендуется измерять температуру конденсации $t_к$ термометрами, врезанными в паровую часть конденсатора в зоне конденсации. Допустимо принимать за температуру конденсации $t_к$ температуру насыщения, соответствующую давлению в паровом пространстве конденсатора.

При проведении испытания конденсатора любого типа необходимо убедиться в отсутствии в нем неконденсирующихся газов.

При испытаниях конденсаторов, работающих без испарения охлаждающей воды, схема стенда и измеряемые величины такие же, как и при испытаниях испарителей (см. рис. V—10).

Для переохладителя тепловой баланс выражается уравнением, аналогичным (V—2). При определении поправки $\Delta Q_{по}$ в расчет следует вводить разность между средней температурой холодильного агента в переохладителе и температурой окружающего воздуха. При значении этой разности меньше 5°С величиной $\Delta Q_{по}$ можно пренебречь. Расчетный температурный напор для переохладителя следует находить как среднелогарифмическую разность между температурами холодильного агента и воды:

$$\theta = [(t_{по1} - t_{w2}) - (t_{по2} - t_{w1})]/2{,}3 \lg [(t_{по1} - t_{w2})/(t_{по2} - t_{w1})].$$

Испарительные конденсаторы. При испытаниях испарительных конденсаторов определяют тепловую производительность конденсатора $Q_к$ в зависимости от температур конденсации $t_к$ и воздуха по влажному термометру $t_{вл\,1}$, от расхода орошающей воды G_w; массовый расход свежей воды $G_{w\,св}$ в зависимости от тепловой производительности $Q_к$ аппарата; мощность, потребляемую двигателями водяного насоса $N_н$ и вентиляторов $N_{вент}$:

$$Q_к = f(t_{вл}) \text{ при } t_к = \text{idem}; \; G_w = \text{idem};$$

$$Q_к = f(G_w) \text{ при } t_к = \text{const}; \; t_{вл} = \text{const};$$

$$N_э = f(G_w);$$

$$G_{w\,св} = f(Q_к) \text{ при } t_{вл} = \text{idem}; \; G_w = \text{idem}.$$

Тепловую производительность конденсатора определяют либо по расходу сконденсированного холодильного агента и изменению его энтальпии, либо по расходу циркулирующего воздуха и изменению его энтальпии в аппарате.

Уравнение теплового баланса для испарительного конденсатора имеет вид

$$Q_к^{бр} = G_а (i_{к1} - i_{к2}) = V_в \rho_в (i_{в2} - i_{в1}) \pm \Delta Q_к,$$

где $\rho_в$ — плотность воздуха при средней температуре его в конденсаторе; $i_{в1}$ и $i_{в2}$ — энтальпии воздуха, определяемые в соответствии с показаниями сухого и влажного термометров на входе воздуха в аппарат и выходе из него.

Принципиальная схема стенда для испытания испарительного конденсатора приведена на рис. V—13. Тепловая нагрузка на испаритель создается хладоносителем, который нагревается водой в рассольно-водяном теплообменнике. Подогрев воды в свою очередь осуществляется в водяном баке в результате барботажа водяного пара через слой воды.

При испытаниях испарительного конденсатора измеряют следующие параметры:

по холодильному агенту:

давление кипения в испарителе p_0; всасывания $p_{вс}$ и нагнетания $p_{нагн}$ компрессора; на входе в форконденсатор $p_{фк1}$ и на выходе из него $p_{фк2}$; на входе в основную секцию $p_{к1}$ и на выходе из нее $p_{к2}$;

температуру перед регулирующим вентилем $t_и$; на выходе из испарителя $t_{а2}$; всасывания $t_{вс}$ и нагнетания $t_{нагн}$ компрессора; на входе в форконденсатор $t_{фк1}$ и на выходе из него $t_{фк2}$; на входе в основную секцию $t_{к1}$ и на выходе из нее $t_{к2}$;

расход холодильного агента, циркулирующего в системе, $G_а$;

по хладоносителю:

температуру на входе в испаритель t_{s1} и на выходе из него t_{s2};

расход хладоносителя, циркулирующего через испаритель, G_s;

гидравлическое сопротивление испарителя по хладоносителю Δp_s;

по воде, охлаждающей конденсатор:

давление всасывания $p_{вс.н}$ и нагнетания $p_{нагн.н}$ водяного насоса; давление перед форсунками $p_ф$;

температуру воды перед форсунками $t_{wф}$ и в поддоне $t_{wп}$;

расход воды, циркулирующей через конденсатор G_w; величину добавки свежей воды $G_{w\,св}$;

мощность, потребляемую двигателями водяного насоса $N_н$;

по воздуху, охлаждающему конденсатор:

температуру входящего воздуха по сухому $t_{в\,1}$ и влажному $t_{вл\,1}$ термометрам на рас-

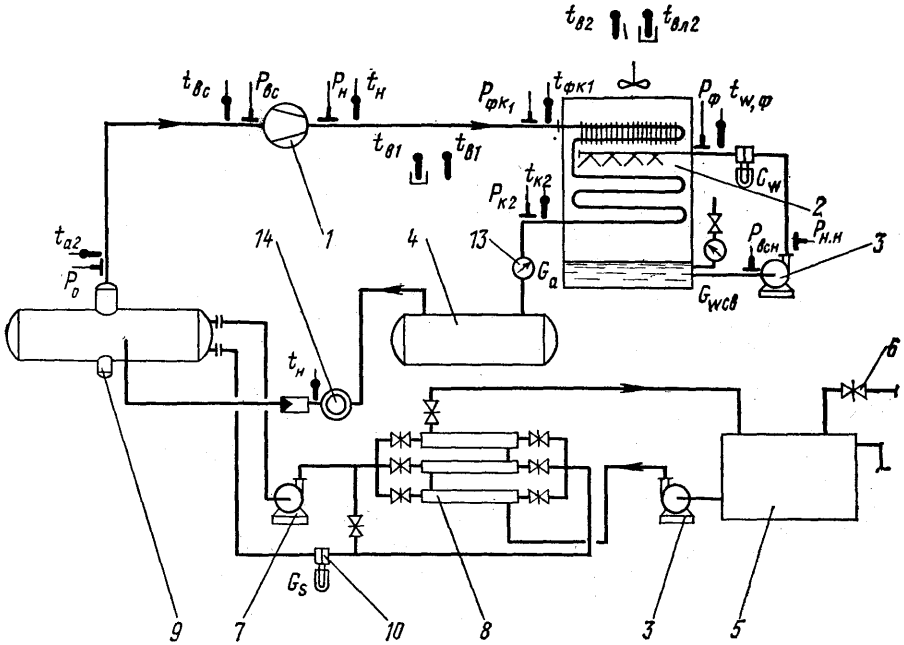


Рис. V—13. Принципиальная схема стенда для испытания испарительных и воздушных конденсаторов:

1 — компрессор; *2* — конденсатор; *3* — водяной насос; *4* — ресивер; *5* — водяной бак; *6* — подвод водяного пара; *7* — рассольный насос; *8* — теплообменник вода — рассол; *9* — испаритель; *10* — дифференциальный манометр; *11* — регенеративный теплообменник; *12* — добавка свежей воды; *13* — устройство для измерения расхода сконденсировавшегося холодильного агента; *14* — смотровое стекло.

стоянии 1 м от аппарата; температуры (локальные) выходящего воздуха по сухому $(t_{в\,2})_i$ и влажному $(t_{вл\,2})_i$ термометрам в патрубках каждого из вентиляторов;

скорость воздуха (локальные) w_i в патрубках каждого из вентиляторов;

мощность, потребляемую электродвигателями каждого из вентиляторов, $N_{внт\,i}$.

Температуры (по сухому и влажному термометрам) и скорость воздуха на выходе из конденсатора определяют как среднеарифметические из показаний в отдельных точках. Как и при испытании воздухоохладителей, температуры и скорости измеряют не менее чем в шести точках плюс одно дополнительное измерение на каждые 0,6 м² площади сечения потока воздуха.

Величину добавки свежей воды либо измеряют водомером, либо определяют, например, по понижению уровня воды в баке Δh за время измерений τ:

$$G_{wсв} = \Delta h F_{бак} \rho / \tau.$$

Относительная погрешность определения производительности испарительного конденсатора по изменению параметров воздушного потока для типичных условий работы аппарата составляет 15—20%. В связи с этим тепловую производительность испарительного конденсатора предпочтительно определять по количеству теплоты, отданной холодильным агентом.

Воздушные конденсаторы. При испытаниях воздушного конденсатора определяют зависимость его тепловой производительности от объемного расхода воздуха $V_в$, температуры конденсации $t_к$ и разности температур холодильного агента и воздуха (плотности теплового потока q), а также мощность, потребляемую электродвигателем вентилятора:

$$Q_к = f(V_в) \text{ при } t_к = \text{const}; \quad t_{в1} = \text{const}$$

$$Q_к = f(t_к - t_{в1}) \text{ при } V_в = \text{const}; \quad t_к = \text{idem};$$

$$N_{внт} = f(V_в).$$

Тепловую производительность воздушного конденсатора вычисляют либо по количеству циркулирующего воздуха и изменению его температуры в аппарате, либо по количеству сконденсированного холодильного агента и

изменению его энтальпии. Уравнение теплового баланса для воздушного конденсатора имеет вид

$$Q_к^{бр} = V_{в}\rho_{в}\, c_p\,(t_{в2} - t_{в1}) \pm \Delta Q_к = \\ = G_а\,(i_{к1} - i_{к2}),$$

где $t_{в1}$ и $t_{в2}$ — температуры воздуха по сухому термометру на входе воздуха в аппарат и выходе из него.

Принципиальная схема стенда и измеряемые параметры на стороне холодильного агента, а также требования к измеряемым параметрам на стороне воздуха такие же, как и при испытании испарительного конденсатора (см. рис. V—13).

Испытания промежуточных сосудов и регенеративных теплообменников

Тепловую производительность беззмеевикового промежуточного сосуда, используемого в схеме с двойным дросселированием по жидкости, определяют как

$$Q_{п.с} = G_{а.н.д}\left[\left(i_{п.с1} - i_{п.с2}\right) + \left(i_{и} - i'_{01}\right)\right].$$

При охлаждении паров до температуры насыщения t_{01}, соответствующей давлению p_{01} в сосуде, $i_{п.с2} = i''_{01}$.

Здесь $G_{а.н.д}$ — массовая производительность ступени низкого давления; $i_{п.с_1}$, $i_{п.с_2}$ — энтальпии паров холодильного агента после ступени низкого давления на входе в промежуточный сосуд и на выходе из него при давлении p_{01} и температурах пара $t_{п.с_1}$ и $t_{п.с_2}$; i''_{01} — то же, для насыщенного пара; $i_{и}$ — энтальпия жидкого холодильного агента перед первым регулирующим вентилем; i'_{01} — энтальпия жидкого холодильного агента при температуре насыщения в промежуточном сосуде.

Тепловая производительность промежуточного сосуда со змеевиком для охлаждения жидкого холодильного агента на пути от конденсатора к регулирующему вентилю (схема с одним дросселированием по жидкости)

$$Q_{п.с} = G_{а.н.д}[(i_{п.с1} - i_{п.с2}) + (i_{ж1} - i_{ж2})],$$

где $i_{ж1}$, $i_{ж2}$ — энтальпии жидкого холодильного агента, соответствующие температурам на входе в змеевик промежуточного сосуда и на выходе из него.

Коэффициент теплопередачи змеевика промежуточного сосуда

$$k = G_{а.н.д}\,(i_{ж1} - t_{ж2})/(F_{зм}\Theta),$$

где $F_{зм}$ — площадь наружной поверхности змеевика; Θ — расчетный температурный напор;

$$\Theta = (t_{ж1} - t_{ж2})/2{,}3 \lg [(t_{ж1} - \\ - t_{01})/(t_{ж2} - t_{02})].$$

Недорекуперация жидкого холодильного агента в змеевике промежуточного сосуда

$$\delta t_{ж} = t_{ж2} - t_{01}.$$

Недорекуперация паров холодильного агента в промежуточном сосуде

$$\delta t_{п} = t_{п.с2} - t_{01}.$$

По тепловому балансу промежуточного сосуда как змеевикового, так и беззмеевикового типа, определяют массовый расход холодильного агента, подаваемого ступенью высокого давления:

$$G_{а.в.д} = \frac{G_{а.н.д}\,(i_{п.с1} - i_{ж2}) + \Delta Q_{п.с}}{i_{п.с2} - i_{ж1}},$$

где $\Delta Q_{п.с}$ — теплопритоки к промежуточному сосуду.

Тепловую производительность регенеративного теплообменника определяют по количеству теплоты, отданной пару жидким холодильным агентом:

$$Q_{т.о} = G_а\left(i^{ж}_{а1} - i^{ж}_{а2}\right),$$

где $i^{ж}_{а1}$ и $i^{ж}_{а2}$ — энтальпии жидкого холодильного агента на входе в теплообменник и на выходе из него.

При определении коэффициента теплопередачи за расчетную разность температур принимают среднелогарифмический температурный напор между жидким холодильным агентом и паром.

При исследовательских испытаниях теплообменных аппаратов обработку результатов доводят до выявления зависимостей (в том числе и в критериальной форме) коэффициентов теплопередачи, теплоотдачи к средам и гидродинамических характеристик от конструктивных и режимных параметров (см. главу IX справочника «Теплофизические основы получения искусственного холода» данной серии).

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЙ

Погрешности измерения зависят от применяемых приборов (см. главу IV) и условий проведения измерений. Различают случайные погрешности, проявляющиеся в разбросе результатов измерения одной и той же ве-

личины в одинаковых условиях, и систематические, сохраняющие свою величину и знак от одного измерения к другому (они связаны, как правило, с выбором методики, с влиянием измерительного прибора на точность измерений, с внешними условиями).

Случайные погрешности могут быть оценены статистическими методами на основе теории вероятностей. При наличии случайных погрешностей за наиболее вероятное значение измеряемой величины x принимают среднее арифметическое $\bar{x}$ результатов всех n измерений:

$$\bar{x} = (1 / n) \sum_{i=1}^{n} x_i.$$

Абсолютная погрешность отдельного измерения

$$\Delta x_i = |x_i - \bar{x}| .$$

Отклонение отдельных результатов от среднего арифметического характеризуется средней квадратичной погрешностью отдельного измерения σ, которая должна вычисляться по формуле

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x})^2 / (n - 1)} ,$$

а отклонение среднего арифметического от истинного значения измеряемой величины — средней квадратичной погрешностью среднего арифметического $\sigma_{\bar{x}}$ (приближенное равенство можно записать для достаточно больших n):

$$\sigma_{\bar{x}} = \sigma / \sqrt{n} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x})^2 / [n(n-1)]} \approx$$

$$\approx \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x})^2} \Big/ n. \qquad (V—3)$$

Теория вероятностей утверждает, что с вероятностью 0,68 среднее арифметическое значение измеряемой величины отличается от истинного не более чем на $\sigma_{\bar{x}}$. Формула (V—3) показывает, что с ростом числа измерений одной и той же величины результат становится более точным, среднее арифметическое с большей надежностью может быть принято за истинное значение.

Всякий измерительный прибор характеризуется классом точности, и класс точности характеризует возможную погрешность результата, получаемого с помощью прибора (приборную погрешность).

Если при многократных измерениях одной и той же величины средняя квадратичная погрешность превышает приборную, то для повышения точности целесообразно увеличивать число измерений. Если же средняя квадратичная погрешность среднего арифметического меньше приборной, то за погрешность результата надо принять приборную погрешность, и тогда увеличение числа измерений не повысит точности результата [14].

Когда определяемая величина не измеряется непосредственно, а вычисляется по известным уравнениям через другие, то применяют приближенные формулы для погрешностей косвенных измерений.

Среднюю абсолютную погрешность Δy функции y от независимых переменных $x_1,\ldots,x_m$ рассчитывают по формуле

$$\Delta y = \sum_{k=1}^{m} \left| \frac{\partial y}{\partial x_к} \right| \Delta x_к, \qquad (V—4)$$

где $\Delta x_к$ — абсолютная погрешность переменной $x_к$ (средняя квадратичная или приборная), а $\left| \frac{\partial y}{\partial x_к} \right|$ — абсолютная величина частной производной от функции y по переменной $x_к$ (т. е. производной, получаемой дифференцированием функции y по переменной $x_к$ в случае предположения о постоянстве всех остальных независимых переменных).

Относительную погрешность $\Delta y / y$ (выражаемую часто в процентах) можно определить по общей формуле

$$\Delta y / y = \sum_{k=1}^{n} \left| \frac{\partial (\ln y)}{\partial x_к} \right| \Delta x_к. \qquad (V—5)$$

Для простейшего вида зависимости y от $x_к$ можно использовать следствия из двух последних формул, по которым при сложении или вычитании складываются абсолютные погрешности, а при умножении или делении — относительные. Особенно невыгодным является вычитание двух близких величин: относительная погрешность разности значительно больше относительной погрешности исходных величин.

Когда одна и та же величина встречается в уравнении несколько раз (например, и в числителе, и в знаменателе), то ее погрешность может давать вклад разных знаков в общую погрешность и частично компенсироваться. Поэтому в подобных случаях нельзя, например, непосредственно применять

формулу для погрешности дроби — это приведет к завышению погрешности. Следует использовать общие соотношения (V—1), (V—5) или группировать члены с погрешностями одной переменной и только после этого брать абсолютную величину коэффициента при $\Delta x_к$.

В процессе нахождения погрешностей косвенных измерений можно пренебречь погрешностями тех величин, которые измеряются значительно точнее остальных. При совершенствовании методики измерений следует обращать внимание на необходимость снижения погрешностей для наименее точно измеряемых величин.

Так, при испытании аппаратов меньшую погрешность дает метод, при котором производительность определяется через расход холодильного агента $G_а$. Например, при испытании испарителей

$$(\Delta Q/Q) = (\Delta G_а/G_а) + (\Delta i_{а2} + \Delta i_и)/(i_{а2} - i_и),$$

где погрешность определения энтальпий холодильного агента на входе в испаритель и на выходе из него

$$\Delta i_{а2} = (\partial i_{а2}/\partial t)\,\Delta t_{а2} + (\partial i_{а2}/\partial p)\,\Delta p_{а2};$$

$$\Delta i_и = (di_и/dt)\,\Delta t_и;\ \Delta t_0 = (dt_0/dp)\,\Delta p_0.$$

При испытании воздухоохладителей и определении $Q_{во}$ по воздуху при $t_{в1} = 5°$ С ошибка в измерении относительной влажности воздуха на входе в воздухоохладитель и на выходе из него в 4% приведет к погрешности определения величины $Q_{во}$ в 35%. При понижении температуры $t_{в1}$ погрешность определения $Q_{во}$, связанная с погрешностью измерения относительной влажности, возрастает. В связи с этим определять холодопроизводительность воздухоохладителя с помощью психрометрического метода целесообразно только тогда, когда гарантировано измерение относительной влажности воздуха с погрешностью не более 3% (например, при температурах воздуха 25 и 15° С). В остальных случаях целесообразно определять холодопроизводительность по уравнению (V—1).

ВИБРАЦИОННЫЕ И ШУМОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Вибрация и шум холодильного оборудования оказывают воздействие на людей и на связанные с этим оборудованием конструкции и приборы. Вместе с тем вибрация и шум несут информацию о техническом состоянии самого холодильного оборудования.

В соответствии с этим виброшумовые испытания разделяют на два основных типа: эргономические и динамические.

Эргономические испытания позволяют получить экспериментальные данные для сравнения виброшумовых характеристик испытываемого холодильного оборудования с действующими эргономическими требованиями, а также с характеристиками его прототипов, аналогов и других образцов той же промышленной партии.

В результате динамических испытаний получают данные для сравнения виброшумовых характеристик оборудования с действующими строительными требованиями и динамическими характеристиками, содержащимися в его конструкторской и технологической документации, а также для прогнозирования и выявления отказов, связанных с выходом значений параметров технического состояния холодильного оборудования за допустимые пределы.

В то же время в ряде случаев динамические виброшумовые характеристики могут быть пересчитаны с учетом условий эксплуатации в эргономические.

Эргономические виброшумовые испытания холодильного оборудования осуществляют в процессе приемочных, периодических и типовых испытаний (в соответствии с ГОСТ 20736—75 и ГОСТ 12.1.023—80). Динамические виброшумовые испытания холодильного оборудования проводят, кроме того, при исследовательских, предварительных, в начале и конце ресурсных приемочных испытаний опытных образцов, а также в процессе эксплуатации (в соответствии с ГОСТ 21571—76 и ГОСТ 22061—76). В большинстве случаев требования уменьшения вибрации и шума холодильного оборудования общепромышленного назначения связаны с проблемой обеспечения комфорта, производительной работы, безопасности или здоровья людей, в некоторых случаях — с влиянием на длительность безотказной работы, а в исключительных случаях — с влиянием на прочность несущих строительных конструкций.

Виброшумовые параметры. В ходе испытания холодильного оборудования определяют ряд параметров виброшумовых процессов, сопровождающих его работу. Обычно параметры виброшумовых процессов измеряют в относительных единицах, в качестве которых принимают децибелы. Для каждого вида параметров децибелы вычисляют относительно соответствующего опорного значения (табл. V—19), при котором относительное значение параметра равно нулю.

При эргономических вибрационных испытаниях определяют логарифмические уровни виброскорости в качестве параметров, наиболее полно учитывающих особенности физиологических нагрузок на человека и помех трудовым процессам, связанных с воздействием вибраций.

Таблица V-19 *Параметры вибрации и шума*

Абсолютные			Относительные, дБ	
наименование, размерность	обозначение	опорное значение	наименование	определение
Вибросмещение, м	s	$8 \cdot 10^{-12}$	Уровень вибросмещения	$20\lg(s/s_0)$
Виброскорость, м/с	v	$5 \cdot 10^{-8}$	Уровень виброскорости	$20\lg(v/v_0)$
Виброускорение, м/с^2	a	$3 \cdot 10^{-4}$	Уровень виброускорения	$20\lg(a/a_0)$
Звуковое давление, Н/м^2	p	$2 \cdot 10^{-5}$	Уровень звукового давления	$20\lg(p/p_0)$
Звуковая мощность, Вт	w	10^{-16}	Уровень звуковой мощности	$10\lg(w/w_0)$

Примечание. Опорные значения параметров имеют нижний индекс 0.

При динамических вибрационных испытаниях обычно определяют значения амплитуд вибросмещений и углы сдвига фаз между отдельными вибрационными процессами на частотах действия основных источников вибрации (основных вынуждающих сил и моментов).

При эргономических шумовых испытаниях определяют логарифмические уровни звукового давления в частотных полосах, что связано с различной восприимчивостью человека к шумам различной частоты.

Контролируемые параметры вибрации и шума измеряют при условиях испытаний холодильного оборудования, регламентирующих его техническое состояние, режимы работы, условия крепления к несущей конструкции и указанных в стандартах или технических условиях.

Виброшумовые характеристики. На основании измерения параметров виброшумовых процессов определяют виброшумовые характеристики холодильного оборудования путем расчета по соответствующему алгоритму.

Представительные (статистически достоверные) значения виброшумовых характеристик холодильного оборудования вносят в стандарты и технические условия.

Эргономической вибрационной характеристикой холодильного оборудования является совокупность средних по зоне пребывания людей (например, по рабочей зоне) значений логарифмических уровней виброскорости

$$L_{mv} = 10 \lg \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} 10^{0,1 L_i} \right),$$

где L_i — логарифмический уровень виброскорости в октавной полосе частот, в i-й точке зоны пребывания людей (рабочей зоны), дБ; n — количество измерительных точек.

Логарифмические уровни виброскорости измеряют в трех взаимно перпендикулярных направлениях в точках, количество и размещение которых обеспечивают представительную оценку вибрационных характеристик всей зоны пребывания людей в целом. СТ СЭВ 1932—79 предусматривает интегральную оценку уровней виброскорости, сопоставимую с действующими требованиями по вибрации.

Эргономической шумовой характеристикой является логарифмический корректированный [1] по частотной характеристике A уровень звукового давления (уровень звука) L_A (в дБА), определяемый по формуле

$$L_A = 10 \lg \sum_{i=1}^{n} 10^{0,1(L_i + K_{Ai})},$$

где n — число октавных полос, $n = 8$; L_i — логарифмический уровень звукового давления, дБ; K_{Ai} — поправки по характеристике A шумомера для i-й полосы частот со среднегеометрической частотой f, приведенные ниже (по СТ СЭВ 541—77):

f, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
K_{Ai}, дБ	−26,2	−16,1	−8,6	−3,2	0	+1,2	+1	−1,1

Эргономической шумовой характеристикой является также эквивалентный уровень звука в зоне пребывания людей (рабочей зоне):

$$L_{A\text{экв}} = 10\lg \left(1/m \sum_{j=1}^{m} \sum_{i=1}^{n} 10^{0,1(L_{i,jA} + \Delta L_{i,jA})} \right),$$

где $L_{i,jA}$ — уровень звука в i-й точке j-й

[1] Коррекция вводится для учета избирательного по частоте воздействия шума на ухо человека.

подзоны, характеризующейся определенной длительностью воздействия шума на человека; $\Delta L_{i,jA}$ — поправка к величине измеренного уровня звука, учитывающая продолжительность пребывания (в процентах от общего времени пребывания или в часах — долях рабочей смены) людей (обслуживающего персонала) при воздействии шума с уровнем звука $L_{i,jA}$.

Значения поправки $\Delta L_{i,jA}$ (ГОСТ 20445—75) приведены ниже.

Время, в течение которого уровни звука L_{ijA} остаются постоянными, ч	8	7	6	5	4	3	2	1	0,5	0,25	0,1
Поправка ΔL_{ijA}, дБА	0	—0,6	—1,2	—2,0	—3,0	—4,2	—6,0	—9,0	—12,0	—15,1	—19,0

Примечание. i принимает значения 1, 2, ... , n; j принимает значения 1, 2, ... , m.

Основной динамической шумовой характеристикой холодильного оборудования является совокупность значений логарифмических уровней L_{Pi} (в дБ) звуковой мощности в контролируемых октавных полосах частот:

$$L_{Pi} = 10 \lg(\overline{w}_i/w_0),$$

где $\overline{w}_i$ — оцениваемое среднее квадратичное значение звуковой мощности в i-й октавной полосе частот.

На практике уровни звуковой мощности определяют по результатам измерения значений логарифмических уровней звукового давления в точках, расположенных на измерительной поверхности, удаленной от корпуса холодильного оборудования на соответствующее измерительное расстояние.

При этом логарифмический уровень звуковой мощности в i-й полосе частот L_{Pi} (в дБ) вычисляют по формуле

$$L_{Pi} = L_{mi} + 10 \lg (S/S_0),$$

где L_{mi} — среднее значение логарифмического уровня звукового давления в октавной полосе частот на измерительной поверхности,

$$L_{mi} = 10 \lg \left(\frac{1}{n} \sum_{j=1}^{n} 10^{0,1 L_{i,j}} \right) - K.$$

Здесь $L_{i,j}$ — значение логарифмического уровня звукового давления в i-й октавной полосе частот (в дБ), в j-й точке измерительной поверхности с учетом поправок на влияние помех со стороны посторонних источников шума; n — количество точек измерения шума; K — постоянная, учитывающая влияние отраженного звука в i-й октавной полосе частот; S — площадь измерительной поверхности, м²; $S_0 = 1$ м².

Между динамическими и эргономическими вибрационными характеристиками холодильного (как и любого другого) оборудования невозможно установить достаточно общие и простые соотношения. Существование простой связи между динамическими и эргономическими характеристиками в случае, предусмотренном ГОСТ 12.1.023—80, позволяет вычислять значения октавных уровней звуковой мощности, соответствующие эргономическим шумовым характеристикам. Так, значения предельно допустимой динамической шумовой характеристики, устанавливаемой в октавных уровнях звуковой мощности L_{Pi} (в дБ), могут быть вычислены для каждой i-й октавной полосы по значениям предельно допустимого уровня звукового давления в i-й октаве:

$$L_{Pi} = L_i + 10 \lg (\Delta L S/S_0),$$

где S — площадь расчетной поверхности для холодильного оборудования; ее определяют по формуле $S = 2\pi R$, где R — расстояние до расчетной точки, расположенной в рабочей зоне; $S_0 = 1$ м²; ΔL — поправка на групповую установку холодильного оборудования в типовых условиях эксплуатации, значения которой равны (ГОСТ 12.1.023—80):

Максимальный габаритный размер холодильного оборудования l_{max}, м	$l_{max} \leqslant 1,5$	$1,5 < l_{max} \leqslant 3,5$	$3,5 < l_{max} \leqslant 5$	$l_{max} > 5$
Поправка ΔL, дБ	10	6	3	0

Для одиночно устанавливаемого холодильного оборудования в типовых условиях эксплуатации при любых габаритных размерах $\Delta L = 0$. Аналогично может быть установлена связь между динамическими шумовыми характеристиками и эргономическими

характеристиками: уровень звука, эквивалентный уровень звука (ГОСТ 12.1-003—76).

Фундаменты и виброизоляция испытываемого оборудования. Фундаменты для установки испытываемого холодильного оборудования размещают в удалении от мощных источников внешних вибрационных и ударных помех (кузнечных цехов, компрессорных станций, транспортных коммуникаций и т. п.). Расстояние от этих источников до помещения, в котором размещают фундамент, должно быть не менее 50 м. Фундамент выполняют в виде железобетонного массива, не имеющего жестких связей с фундаментом здания, фундаментами вспомогательного стендового оборудования. Массу фундамента $M_ф$ выбирают из условия $M_ф \geqslant 4M_{х.о}$, где $M_{х.о}$ — масса испытываемого холодильного оборудования. Железобетонный массив фундамента рассчитывают в соответствии с требованиями СНиП II-Б.7—70 «Фундаменты машин с динамическими нагрузками. Нормы проектирования».

В целях устранения возможности передачи помех вибрации от соседних источников вибрации железобетонный массив фундамента размещают на виброизолирующей прокладке (из сухого песка и т. п.) толщиной не менее 200 мм, а по всему периметру фундамента предусматривают воздушный зазор, ширину которого выбирают из условий удобства эксплуатации, но не менее 300 мм.

Частоты свободных колебаний холодильного оборудования на комплектующих его виброизоляторах должны соответствовать значениям, приводимым в его технической документации.

Частоты свободных колебаний оборудования, не комплектуемого виброизоляторами, при установке его на стендовые виброизоляторы должны удовлетворять условию: $f_{0i} \leqslant 0{,}5\ f_n$, где f_{0i} — i-я частота свободных колебаний холодильного оборудования на стендовых виброизоляторах, Гц; $i = 1,2,\ldots,6$; f_n — частота вращения ротора, Гц.

Выполнение условия проверяют, возбуждая вибраторами резонансные колебания виброизолированного холодильного оборудования.

При отсутствии вибратора допускается экспериментально определять только одну из шести частот свободных колебаний виброизолированного холодильного оборудования по величине статической осадки Δz виброизоляторов под нагрузкой от установленного на них холодильного оборудования:

$$\Delta z = M_{х.о}\, g / C_{z\Sigma},$$

где $M_{х.о}$ — масса холодильного оборудования, кг; g — ускорение свободного падения, м/с^2; $C_{z\Sigma}$ — суммарная жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении, Н/м.

Учитывая, что $C_{z\Sigma} / M_{х.о} = w^2_{0z} = (2\pi f_{0z})^2$, значения частоты свободных колебаний (в Гц) находят по формуле

$$f_{0z} = \left(\sqrt{g/\Delta z}\right)/2\pi.$$

Если испытываемое холодильное оборудование устанавливают при испытаниях на виброизоляторы (например, моноблочное оборудование производительностью до 1000 кВт), то со стендовым оборудованием его соединяют трубопроводами с гибкими вставками. Жесткость виброизоляторов и гибких вставок в трубопроводы, соединяющие объект испытаний со стендом, выбирают из условия обеспечения частот свободных колебаний f_{0i} виброизолированного холодильного оборудования $f_{0i} \leqslant 0{,}5\ f_n$, где f_n — частота вращения наиболее тихоходного вала испытываемого оборудования, с$^{-1}$; $i = 1, 2,\ldots, 6$ — номера частот свободных колебаний виброизолированного холодильного оборудования, соответствующих шести степеням свободы колебаний твердого тела.

Для предупреждения возникновения резонансных явлений в трубопроводах и воздуховодах, соединяющих испытываемое холодильное оборудование со стендовым, длину их выбирают с учетом требования $f_0 \leqslant 0{,}25\ f_n$, f_n — частота вращения вала компрессора или насоса, f_0 — первый тон частоты свободных колебаний столба жидкости (газа) в трубопроводе (воздуховоде).

Холодильное оборудование, поставляемое с виброизоляторами и гибкими вставками на трубопроводах, испытывают в комплексе с ними. При этом обеспечивают значения частот свободных колебаний, соответствующие расчету виброизоляции.

При жестком креплении испытываемого холодильного оборудования к фундаменту, характерном для многоагрегатных конструкций, а также для моноблочного оборудования производительностью более 1000 кВт, коэффициенты жесткости основания фундамента принимают по СНиП II-Б. 7—70, а значения частот свободных колебаний фундамента с установленным на нем холодильным оборудованием определяют расчетом.

Испытательные помещения. Вокруг установленного на фундаменте оборудования предусматривают свободное от каких-либо предметов пространство для распространения излучаемого оборудованием звука и размещения измерительных микрофонов.

Влияние отраженного звука на результаты измерений шума холодильного оборудования учитывают, определяя значение постоянной K. В соответствии с ГОСТ 12.1.026—80 (СТ СЭВ 1412—78) шумовые харак-

теристики холодильного оборудования допускается определять при значении постоянной K, равной или менее 2 дБ для каждой октавной полосы (или для октавной полосы со среднегеометрической частотой 500 Гц при измерении только уровня звука).

Если постоянная K превышает 2 дБ, то поступают следующим образом:

размещают микрофоны ближе к поверхности испытываемого оборудования, но так, чтобы новая измерительная поверхность не была в пределах ближнего звукового поля испытываемого оборудования, и определяют для нее новую постоянную K;

уменьшают влияние отраженного от посторонних предметов и ограждений звука, увеличивая общее звукопоглощение в помещении с помощью звукопоглощающих облицовок;

используют другое испытательное помещение.

Если помещение, в котором установлено на фундаменте испытываемое холодильное оборудование, не удовлетворяет требованиям ГОСТ 12.1.026—80 (технический метод), предусматривающего использование заглушенных камер, или применение этого метода не вызывается технической необходимостью, то применяют ориентировочный метод измерения шума по ГОСТ 12.1.028—80 (СТ СЭВ 1413—78) (допустимое значение $K \leqslant 7$ дБ). Применение ориентировочного метода обосновывают технико-экономическими расчетами. Так, когда уровни звуковой мощности, определенные по результатам измерения уровней звукового давления без учета постоянной K, обеспечивают удовлетворение действующих эргономических требований, применяют ориентировочный метод измерения шума.

В соответствии с ГОСТ 12.1.026—80 (СТ СЭВ 1412—78) и ГОСТ 12.1.028—80 (СТ СЭВ 1413—78) определяют постоянную K в целях проверки условий свободного звукового поля. Это осуществляют методом образцового источника шума, по результатам измерения времени затухания звукового сигнала (время реверберации) или в технически обоснованных случаях определяют приближенно по статистически установленным для ряда типовых помещений значениям характеристики звукопоглощения. Применяемый образцовый источник шума должен соответствовать требованиям ГОСТ 12.1.025—80, а его уровни звуковой мощности в октавных полосах L_{PR} и корректированный уровень звуковой мощности L_{PAR} должны быть известны. Образцовый источник шума устанавливают на месте испытываемого холодильного оборудования и измеряют октавные уровни звукового давления и уровни звука на выбранной для испытываемого холодильного оборудования измерительной поверхности в тех же измерительных точках.

Вычисляют уровни звуковой мощности в полосах частот L_P или корректированный уровень звуковой мощности образцового источника шума L_{PA} по формуле

$$L_P = L_m + 10 \lg S/S_0,$$

где $$L_m = 10 \lg \left[(1/n) \sum_{i=1}^{n} 10^{0,1 L_i} \right].$$

Здесь L_i — уровень звукового давления в полосе частот, дБ, или уровень звука, дБА, в i-й точке измерения с поправками, учитывающими влияние помех; n — количество точек измерения на измерительной поверхности; S — площадь измерительной поверхности, м²; $S_0 = 1$ м².

Постоянную K вычисляют по формуле

$$K = L_P - L_{PR}$$

в полосах частот (дБ) и для корректированного уровня звуковой мощности (дБА).

Если отсутствует образцовый источник шума, то постоянную K определяют по изменениям времени реверберации в октавных полосах частот, которое соответствует регистрируемому самописцем равномерному спаду уровня на 60 дБ при выключении громкоговорителей, установленных в направлении углов помещения и излучающих шумовой сигнал со сплошным спектром.

Значение постоянной K вычисляют по формуле

$$K = 10 \lg (1 + 4S/A),$$

где $A = 0,16\ V/T$.

Здесь V — объем испытательного помещения, м³; T — время реверберации в полосе частот, с; S — площадь выбранной измерительной поверхности, м²; A — эквивалентная площадь звукопоглощения в полосе частот, м².

Для ориентировочной оценки постоянную K вычисляют по формуле (рекомендуется при ориентировочных измерениях шума)

$$K = 10 \lg [1 + (4S/A)(1 - A/S_v)],$$

где A — эквивалентная площадь звукопоглощения в полосе частот, м²; $A = \alpha_s \times S_v, S_v$ — суммарная площадь ограждающих поверхностей в помещении (пол, стены и потолок), м²; α_s — средний коэффициент звукопоглощения, зависящий от вида помещения (ГОСТ 12.1.028—80).

Значения коэффициента α_s приведены ниже для различных помещений.

Пустое с гладкими стенами из бетона, кирпича	0,05
Частично пустое с гладкими стенами из бетона, кирпича	0,1
С жесткой мебелью, машинные залы, цехи с оборудованием	0,15
Расчлененное с оборудованием или без него	0,2
С мягкой мебелью, цехи с частичной облицовкой звукопоглощающими конструкциями стен и потолка	0,25
С облицовкой специальными звукопоглощающими конструкциями	0,5

Вибрационные и шумовые помехи. Передаваемые на измерительные приборы от посторонних источников вибрационные и шумовые помехи измеряют перед началом испытаний холодильного оборудования в тех же измерительных точках, что и при определении виброшумовых характеристик испытываемого холодильного оборудования. Не учитывают вибрационные (шумовые) помехи, если их уровень на 10 дБ (дБА) ниже уровня вибрации (шума), измеренного при работе холодильного оборудования. Число точек измерения шумовых помех уменьшают, если эквивалентный уровень помех распределен в помещении равномерно.

Уровни неустранимых помех вибрации и шума $L_п$ от работы внешних источников и стендового оборудования учитывают введением поправок Δ, определяемых для каждой из октавных полос в зависимости от значения разности между уровнем вибрации (шума), измеренным при работе холодильного оборудования $L_{х.о}$, и уровнем помех вибрации (шума) в той же измерительной точке $\Delta L = L_{х.о} - L_п$; значения поправок по ГОСТ 12.1.028—80 приведены ниже.

ΔL, дБ (дБА)	Δ, дБ (дБА)
Менее 3	Результат измерения вибрации (шума) не может быть оценен
3	3
4—5	2
6—8	1
9—10	0,5
Более 10	0

Помехи учитывают, вычитая из уровня $L_{х.о}$, измеренного при работе холодильного оборудования, поправку ΔL.

Точки измерения вибрации и шума. Измерительные преобразователи вибрации размещают на головках болтов, крепящих холодильное оборудование к фундаменту или к виброизоляторам, а также, если это специально оговорено техническими условиями и программой испытаний, на фланцах трубопроводов (воздуховодов), на корпусах подшипников или других узлов оборудования.

Общее количество точек измерения вибрации выбирают в зависимости от габаритных размеров оборудования, но во всех случаях оно не должно быть менее четверти от общего количества виброизоляторов или болтов, крепящих оборудование к фундаментам. Точки измерения размещают равномерно по периметру оборудования. Минимальное количество точек измерения 4; размещаются они под угловыми опорами холодильного оборудования.

Надежность и прочность механического соединения измерительных преобразователей вибрации и испытываемого оборудования являются основными условиями получения достоверных, точных и воспроизводимых результатов, особенно в диапазоне выше 100 Гц. При измерениях измерительные преобразователи вибрации крепят к конструкции холодильного оборудования с помощью электроизолирующего механического фильтра и стальной шпильки (обязательно при измерениях в диапазоне частот выше 500 Гц). При измерении параметров вибрации до 1000 Гц допускается крепление измерительных преобразователей с помощью магнитного адаптера. Поверхность, на которую устанавливают измерительные преобразователи, обрабатывают по четвертому классу чистоты.

Главную ось чувствительности измерительных преобразователей ориентируют строго вдоль одной из трех центральных конструкционных осей испытываемого холодильного оборудования, если иное не предусмотрено специальной программой испытаний.

Точки измерения шума выбирают на измерительной поверхности — условной поверхности, которая окружает испытываемое холодильное оборудование и заканчивается на звукоотражающей плоскости фундамента, пола. В качестве измерительной поверхности при испытаниях малого холодильного оборудования с наибольшим габаритным размером менее 0,7 м принимают полусферу. Центр измерительной полусферы совмещают с проекцией центра огибающего испытываемое холодильное оборудование параллелепипеда на звукоотражающую плоскость. Площадь измерительной полусферы находят по формуле $S = 2\pi R^2$, где R — радиус измерительной полусферы. Величину радиуса R выбирают большей или равной удвоенному максимальному размеру огибающего параллелепипеда $R \geqslant 2l_{max}$ (вне зоны ближнего поля источника шума). В то же время соблюдают условие $R \leqslant l_{max} + \sqrt{A/50}$, обеспечивающее измерения с допустимым влиянием отраженного шума.

Измерительную поверхность при испытаниях среднего и крупного холодильного оборудования с наибольшим габаритным

размером более 0,7 м выбирают в виде параллелепипеда, удаленного на измерительное расстояние d от огибающего испытываемое холодильное оборудование параллелепипеда. Измерительное расстояние d для среднего и крупного холодильного оборудования выбирают равным 1 м. Если в состав оборудования входит вентилятор, то измерительное расстояние выбирают с учетом величины скорости потока воздуха $d_{изм} = \min d(v \leqslant 5$ м/с), где v — скорость потока воздуха от работы вентилятора. Если воздух циркулирует по подсоединенным к холодильному оборудованию воздуховодам, то измерительное расстояние выбирают равным 1 м. При этом во всех случаях измерительное расстояние должно удовлетворять также и другому требованию (по ограничению влияния отраженного шума).

Характеристические размеры измерительной поверхности, расположенной на расстоянии d от огибающего оборудование параллелепипеда, вычисляют по формулам:

$$a = 0{,}5\, l_1 + d; \quad b = 0{,}5\, l_2 + d; \quad c = l_3 + d,$$

где l_1, l_2 — размеры основания параллелепипеда, огибающего испытываемое оборудование ($l_1 \geqslant l_2$), м; l_3 — высота испытываемого оборудования, м; d — измерительное расстояние, м.

Площадь измерительной поверхности определяют по формуле

$$S = 4\,(ab + bc + ac)\,(a + b + c)/(a + b + c + 2a).$$

Количество измерительных точек на измерительной поверхности в соответствии с ГОСТ 12.1.026—80 выбирают не менее 8. Точки *1—4* (см. рис. V—14 ÷ V—17) располагают на высоте $h_1 = 0{,}25\,(b + c - d) \geqslant 0{,}15$ м напротив граней параллелепипеда. Точки *5—8* располагают на высоте $h_2 = 0{,}75\,(b + c - d) < c$. Расстояние b_1 между измерительными точками на высоте h_2 не должно превышать размер b; это расстояние вычисляют по формуле $b_1 = 0{,}5(b + c - d) < b$.

На полусферической измерительной поверхности используют те же точки измерения; их координаты вычисляют по формулам: $h_1 = 0{,}25\,R$; $h_2 = 0{,}75\,R$; $h_3 = 0{,}5R$.

Если разность между максимальным и минимальным уровнями звука в точках *1—8* превышает 8 дБ А, то число точек измерения удваивают. Дополнительные точки измерения *9—16* располагают между основными точками, причем их размещают по четыре на высотах h_1 и h_2.

При измерениях шума ориентировочным методом ($K \leqslant$ 7дБ) количество точек измерения выбирают не менее 5. Точки *1—4* располагают на высоте $h_1 = 0{,}25\,(b + c - d) \geqslant 0{,}15$ м напротив граней параллелепипеда, точку *5* располагают над эпицентром огибающего параллелепипеда на высоте $h_2 = c$. Если разность между максимальным и минимальным уровнем звука в точках измерений *1—5* превышает 8 дБА, то следует использовать 8 точек измерения по ГОСТ 12.1.026—80, как упомянуто выше.

На рис. V—15, V—16, V—17, V—18 указаны варианты размещения точек измерения при определении динамических шумовых характеристик холодильного оборудования.

Представительные значения характеристик. Для внесения в стандарты и технические условия по результатам испытаний определяют представительные значения вибрационных и шумовых характеристик холодильного оборудования, равные верхней границе контролируемого параметра, в соответствии с ГОСТ 20736—75. При установлении представительных характеристик в виде октавных уровней звуковой мощности, октавных уровней виброскорости и звукового давления верхние границы определяют для каждой октавы. Верхнюю границу контролируемого вибрационного или шумового параметра устанавливают по ГОСТ 20736—75, ГОСТ 12.1.012—78 и ГОСТ 12.1.023—80.

При этом объемом партии холодильного оборудования считают количество оборудования, выпущенное (подлежащее выпуску) на данном заводе за период между испытаниями. Объем выборки (количество оборудования, подлежащее испытаниям) n определяют для установленного объема партии по табл. V—20. Приемочный уровень качества указывают в стандартах и технических условиях на конкретные виды холодильного оборудования в соответствии с табл. V—20.

Верхнюю границу контролируемого параметра, например октавного уровня звуковой мощности $\overline{L}_P$, определяют по формуле

$$L_P = \overline{L}_P + K_s S,$$

где $\overline{L}_P$ — выборочное среднее арифметическое значение октавного уровня звуковой мощности;

$$\overline{L}_P = \left(\sum_{i=1}^{n} L_{Pi}\right)/n;$$

K_s — контрольный норматив (см. табл. V—20); S — выборочное среднее квадратичное отклонение октавного уровня звуковой мощности от $\overline{L}_P$;

$$S = \left\{\left[\sum_{i=1}^{n}\left(L_{Pi} - \overline{L}_P\right)^2\right]\Big/(n-1)\right\}^{1/2};$$

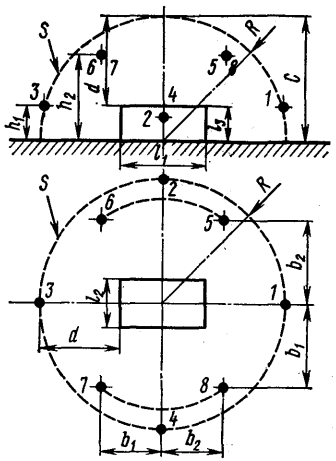


Рис. V—14. Расположение точек измерения шума малого холодильного оборудования ($l_{max} \leqslant 0{,}7$ м) на полусферической измерительной поверхности (технический метод):

S — измерительная поверхность; *1, 2 ..., 8* — точки измерения; l_1, l_2, l_3 — размеры огибающего испытываемое холодильное оборудование параллелепипеда; *d* — измерительное расстояние; *R* — характеристический размер (радиус) измерительной поверхности

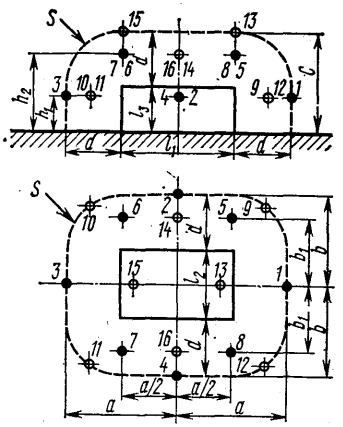


Рис. V—16. Расположение точек измерения шума среднего и крупного холодильного оборудования ($l_{max} > 0{,}7$ м) с неоднородным звуковым полем ($L_{max}—L_{min} \geqslant 8$ дБА) (технический метод):

S — измерительная поверхность; *1, 2, ..., 8* — точки измерения; *9, 10, ..., 16* — дополнительные точки измерения; l_1, l_2, l_3 — размеры параллелепипеда, огибающего испытываемое холодильное оборудование; *d* — измерительное расстояние; *a, b, c* — характеристические размеры измерительной поверхности

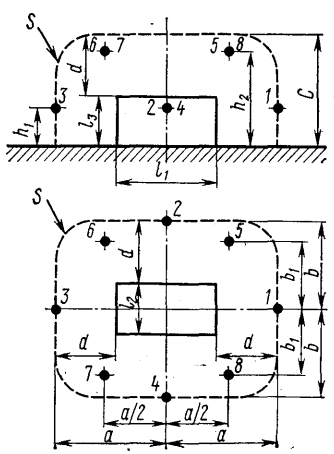


Рис. V—15. Расположение точек измерения шума среднего и крупного холодильного оборудования ($l_{max} > 0{,}7$ м) с однородным звуковым полем ($L_{max}—L_{min} < 8$ дБ) (технический метод):

S — измерительная поверхность; *1, 2, ..., 8* — точки измерения; l_1, l_2 l_3 — размеры огибающего испытываемое холодильное оборудование параллелепипеда; *d* — измерительное расстояние; *a, b, c* — характеристические размеры измерительной поверхности

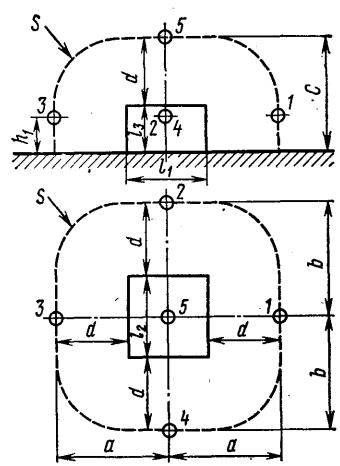


Рис. V—17. Расположение точек измерения шума холодильного оборудования (ориентировочный метод):

S — измерительная поверхность; *1, 2, ..., 5* — точки измерения; l_1, l_2, l_3 — размеры огибающего испытываемое холодильное оборудование параллелепипеда; *d* — измерительное расстояние; *a, b, c* — характеристические размеры измерительной поверхности

Таблица V-20 *Объем выборки и контрольный норматив*

Объем партии, шт.	Объем выборки n, шт.	Контрольный норматив K_s при приемочном уровне качества (нормальный контроль)	
		при контроле технически достижимых характеристик	при контроле допустимых характеристик
3—15	3	0,958	0,566
16—25	4	1,01	0,617
26—40	5	1,07	0,675
41—65	7	1,15	0,755
66—110	10	1,23	0,828
111—180	15	1,30	0,886
181—300	20	1,33	0,917
301—500	25	1,35	0,936
501—800	30	1,36	0,946
801—1300	35	1,39	0,969
1301—3200	40	1,39	0,971
3201—8000	50	1,42	1,00
8001—22000	75	1,46	1,03
22001—110000	100	1,48	1,05
110001—550000	150	1,51	1,07
550001 и выше	200	1,51	1,07

Примечание. В технически обоснованных случаях устанавливают другие значения K_s на срок, не превышающий срок действия стандарта или технических условий на конкретные виды холодильного оборудования.

i — номер холодильного оборудования из выборки, $i = 1, 2, \ldots, n$.

Для холодильного оборудования, изготовляемого в виде единичных изделий (макетные, опытные, головные образцы, значения вибрационных и шумовых характеристик устанавливают по результатам их определения на этих изделиях.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

[до раздела «Вибрационные и шумовые испытания»]

a — кратность циркуляции;
c — удельная теплоемкость, кДж/(кг · °С);
$Д$ — расход, кг/ч;
F — площадь, м²;
G — расход, кг/с;
Δh — изменение высоты уровня жидкости, м;
i — удельная энтальпия, кДж/кг;
Δi — разность удельных энтальпий, кДж/кг;
k — коэффициент теплопередачи, кВт/(м² · °С); показатель адиабаты;
kF — теплопроходимость, кВт/°С;
M — число Маха;
m — кратность циркуляции; число независимых переменных;
N — мощность, кВт;
n — число измерений;
p — давление, МПа;
Δp — гидравлическое сопротивление, Па;
Q — тепловой поток, холодопроизводительность, кВт;
ΔQ — теплоприток (теплопотери), кВт;
q — плотность теплового потока, кВт/м²; удельная холодопроизводительность. кДж/кг;
Re — число Рейнольдса;
r — электрическое сопротивление, Ом;
t — температура, °С;
$\delta t \Delta t$ — разность температур, °С;
V — объемный расход, м³/с;
v — объем, см³; удельный объем, м³/кг;
w — скорость, м/с;
x — измеряемая величина; независимая переменная;
$\bar{x}$ — среднее арифметическое нескольких измерений;
Δx — абсолютная погрешность независимой переменной;
y — функция;
Δy — абсолютная погрешность функции;
α — коэффициент теплоотдачи, кВт/(м² · °С);
δ — толщина изоляции, м; отклонение, %;
ε — холодильный коэффициент;
η — коэффициент полезного действия; тепловой коэффициент АХМ;
Θ — разность температур, °С;
λ — коэффициент подачи (и его составляющие); коэффициент теплопроводности, кВт/(м·°С);
ξ — концентрация;
$\Delta\xi$ — недонасыщение, недовыпаривание раствора;
π — степень повышения давления;
ρ — плотность, кг/м³;
σ — среднее квадратичное;
τ — время; температурный коэффициент.

Индексы нижние:

0 — кипение;

1, 2, ... — номера точек, характеризующих состояние рабочего вещества, в соответствии с рис. V—2, V—8, V—9, V—10, V—11, V—12, V—13, V—14 и табл. V—9, V—10;

1, i, k, m, ..., n — порядковый номер измерения либо независимой переменной;

а — холодильный агент (а1 — холодильный агент на входе в аппарат, а2 — холодильный агент на выходе из аппарата);

а. в. д — холодильный агент высокого давления;

агр1 — вход в агрегат; агр2 — выход из агрегата;
ад — адиабатный;
а. н. д. — холодильный агент низкого давления;
б — барометрический;
бак — мерный бак;
в — воздух (в1 — воздух на входе в аппарат; в2 — воздух на выходе из аппарата);
в. к1 — воздух на входе в конденсатор;
в. кл — воздух около калориметра;
вл1 — воздух на входе в аппарат (по влажному термометру); вл2 — воздух на выходе из аппарата (по влажному термометру);
внт — вентилятор;
во — воздухоохладитель;
вс — всасывание;
вс. кл — всасывающий клапан;
в. х. а — вторичный холодильный агент;
г — горячий;
дк — дополнительная психрометрическая камера;
др — дросселирование;
ж — жидкость;
зм — змеевик;
и — испаритель;
из — тепловая изоляция;
к — конденсация, конденсатор;
к1 — холодильный агент на входе в конденсатор, к2 — холодильный агент на выходе из конденсатора;
квд — компрессор высокого давления;
кам — психрометрическая камера (аэродинамическая труба);
км — компрессор (км1 — вход в компрессор; км2 — выход из компрессора);
кл — калориметр;
кл1 — вход в калориметр (в первый элемент калориметра), кл2 — выход из калориметра (из первого элемента калориметра), кл3 — выход из второго элемента калориметра, кл4 — выход из третьего элемента калориметра;
кнд — компрессор низкого давления;
м — масло, мертвый объем, механический;
н — насос;
нагн — нагнетание;
нар — наружный;
окр.в — окружающий воздух;
отв — отведенный;
п — пар; переохладитель АХМ; потери; поддон;
п1 — потери из-за теплообмена с окружающим воздухом;
п2 — потери из-за гидравлического сопротивления;
пк — промежуточная психрометрическая камера;
по — переохладитель;
п.с — промежуточный сосуд;
п.с1 — холодильный агент на входе в промежуточный сосуд, п.с2 — холодильный агент на выходе из промежуточного сосуда;
подв — подведенный;
р — рециркулируемая жидкость;
с — мерный сосуд;
св — свежий;
ст — стенка;
теор — теоретический;
тн — теплоноситель;
то — теплообменник;
тр — трение;
ф — форсунка;
фк1 — холодильный агент на входе в форконденсатор, фк2 — холодильный агент на выходе из форконденсатора;
х — холодный;
цр — циркуляционный ресивер;
эл.дв — электродвигатель;
а — абсорбер, слабый раствор;
с — конденсатор АХМ;
C — объемный (при коэффициенте подачи);
d — пары аммиака на выходе из дефлегматора;
e — эффективный;
h — генератор, греющая среда генератора;
*h*1 — греющая среда на входе в генератор, *h*2 — греющая среда на выходе из генератора;
i — индикаторный;
i — порядковый номер;
p — при постоянном давлении;
R — дефлегматор;
r — крепкий раствор;
s — хладоноситель (*s*1 — хладоноситель на входе в аппарат; *s*2 — хладоноситель на выходе из аппарата);
t — теплообменник растворов;
u — перед регулирующим вентилем;
u — относящийся к скорости *u* (для чисел Маха и Рейнольдса);
v — при постоянном объеме;
w — подогрев (при коэффициенте подачи);
w — охлаждающая вода (*w*1 — вода на входе в аппарат, *w*2 — вода на выходе из аппарата, *w*3 — вода на входе во вторую секцию теплообменника, вода на выходе в конденсатор АХМ; *w*4 — вода на выходе из второй секции теплообменника, вода на выходе из конденсатора АХМ; *w*3′ — вода на входе в дефлегматор АХМ; *w*4′ — вода на выходе из дефлегматора АХМ);

$\bar{x}$ — относящийся к среднеарифметической величине.

верхние:

1 и 4 — жидкость и пар в состоянии насыщения;
1 — точки цикла в соответствии с табл. V—10, V—11;
бр — брутто;
ж — жидкость;
н — нетто;
общ — общий (суммарный);
п — пар.

К разделу «Вибрационные и шумовые испытания»

A — эквивалентная площадь звукопоглощения, м²;
a — виброускорение, м/с²; габаритный размер испытываемого оборудования;
b — габаритный размер испытываемого оборудования, м;
c — габаритный размер испытываемого оборудования, м;
d — измерительное расстояние, м;
f — частота колебаний, Гц;
g — ускорение свободного падения, м/с²;
h — высота расположения измерительной точки над полом, м;
i — номер полосы частот;
j — номер подзоны;
K — постоянная, учитывающая влияние отраженного звука, дБ;
K_A — поправка по характеристике А шумомера, дБ;
K_s — контрольный норматив;
L — уровень звукового давления, дБ;
ΔL — поправка на групповую установку оборудования, дБ;
L_A — уровень звука, дБА;
$L_{Aэкв}$ — эквивалентный уровень звука, дБА;
L_v — уровень виброскорости, дБ;
L_P — уровень звуковой мощности, дБ;
m — количество подзон;
n — количество измерительных точек;
p — звуковое давление, Н/м²;
R — расстояние до расчетной точки; измерительный радиус, м;
S — площадь измерительной поверхности, м²;
s — вибросмещение, м;
T — время реверберации, с;
V — объем испытательного помещения, м³;
v — виброскорость, м/с;
w — звуковая мощность, Вт;
α_s — средний коэффициент звукопоглощения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Барулин Н. Я.* Калориметрический метод испытания автономных кондиционеров. — Холодильная техника, 1963, № 4, с. 43—50.

2. *Вейнберг Б. С., Лаврова В. В.* Методы испытаний холодильных компрессионных машин. — М.: Пищепромиздат, 1953. — 72 с.

3. *Вибрации* в технике. Справочник/под ред. В. Н. Челомея. — М.: Машиностроение, 1978 — 1981.

4. *Вибрации* энергетических машин. Справ. пособие /под ред. Н. В. Григорьева. — Л.: Машиностроение, 1974. — 342 с.

5. *Тихомиров В.А., Якобсон В. Б., Ширингман* В. Г. Шум и вибрации малых холодильных агрегатов. — Холодильная техника, 1962, №3 с. 22—29.

6. *Тихомиров В. А.* Методы контроля шума и борьба с ним в торговом холодильном оборудовании и бытовых холодильниках. М.: НЦИИТЭИлегпищемаш, 1974 — 76 с.

7. ГОСТ 13019—77. Компрессоры поршневые холодопроизводительностью не менее 3,5 кВт (3000 ккал/ч). Правила приемки и методы испытаний.

8. *Добровольский А. П.* Теплотехнические испытания судовых холодильных установок. — Л.: Судостроение, 1974. — 344 с.

9. *Захаров Ю. В.* Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. — Л.: Судостроение, 1972. — 568 с.

10. *Клюкин И. И.* Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. — Л.: Судостроение, 1971. — 128 с.

11. *Коллакот Р. А.* Диагностирование механического оборудования. — Л.: Судостроение, 1980. — 248 с.

12. *Малкин Л. Ш., Филенко А. И., Мозоляко Л. М.* Индикаторный способ контроля влажности во фреоновых герметичных холодильных машинах. — Холодильная техника, 1972, № 11, с. 17—19.

13. *Малкин Л. Ш., Филенко А. И., Мозоляко Л. М.* Индикаторный способ контроля влажности фреона-22 в холодильных машинах. — Холодильная техника, 1974, № 6, с. 46—48.

14. *Медников О. И.* Введение в физический лабораторный практикум. Учебное пособие. — М.: МИСиС, 1969. — 110 с.

15. *Микишев Г. Н.* Экспериментальные методы в динамике космических аппаратов. — М.: Машиностроение, 1978.

16. ОСТ 26-03-2019—81 «Оборудование холодильное. Конденсаторы. Испарители. Воздухоохладители. Объем и методы испытаний опытных образцов».

17. *Попков В. И.* Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности су-

довых механизмов. — Л.: Судостроение, 1974. — 174 с.

18. *Правила* 28—72. Измерение жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. — М.: Изд-во стандартов, 1972. — 148 с.

19. *Правила* техники безопасности на фреоновых холодильных установках. — М.: ВНИХИ, 1967. — 112 с.

20. *Правила* устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок. — М.: ВНИХИ, 1979.

21. *Преображенский В. П.* Теплотехнические измерения и приборы. — М.: Энергия, 1978. — 703 с.

22. *Приборы* и системы для измерения вибрации, шума, и удара. Справочник под ред. В. В. Клюева. — М.: Машиностроение, 1938, т. 1—2.

23. *Румшисский Л. З.* Математическая обработка результатов эксперимента. Справочное руководство. — М.: Наука, 1971. — 192 с.

24. *Справочник* по динамике сооружений/ под ред. Б. Г. Королева, И. М. Рабиновича. — М.: Стройиздат, 1972. — 254 с.

25. *Справочник* по контролю промышленных шумов/под ред. Л. Л. Фолкнера. Перевод с англ. под ред. В. В. Клюева. — М.: Машиностроение, 1979. — 194 с.

26. *Справочник* по судовой акустике/ под ред. Клюкина И. И. и И. И. Боголепова. — Л.: Судостроение, 1978. — 483 с.

27. *Справочник* по технической акустике/под ред. М. Хекля и Ж. А. Мюллера. Перевод с нем. — Л.: Судостроение, 1980. — 422 с.

28. Теплофизические основы получения искусственного холода. Справочник /под ред. А. В. Быкова. — М.; Пищевая промышленность. 1980, — 232 с.

29. Холодильные компрессоры. Справочник/ под ред. А. В. Быкова. —М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981, — 280 с.

30. Холодильные машины. Справочник /под ред. А. В. Быкова. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982, — 224 с.

31. *Якобсон В. Б.* Малые холодильные машины. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 368 с.

32. ASHRAE Standard 24—78. Методы испытаний охладителей жидкости для определения номинальной производительности.

33. ASHRAE Standard 25—77. Методы испытаний воздухоохладителей с принудительной вентиляцией и естественной конвекцией воздуха.

34. *Zee D. H.* Chiller testing—fields or factory? Australian Refrigerating, Air—Conditioning and Heating. 1980, v. 33, no. 3; v. 34, no. 4.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Аппараты вспомогательные, классификация 3, 75
— — схема включения 75
— теплообменные, давления расчетные и пробные 4
— — классификация 3
— — материалы конструкционные 4, 5
— — режим работы оптимальный 4
Арматура запорная 89, 91
— защитная 89, 101
— классификация 89
— коэффициент гидравлического сопротивления 91
— — максимальный условной пропускной способности 91
— предохранительная 89, 101
— регулирующая 89, 100

Батареи охлаждающие, классификация 66
— — коэффициент облученности 67, 68, 69
— — — теплопередачи 68, 69, 70
— — сопротивление тепловое контакта труб и ребер 69
— — стандартные 68

Вакуумметры 167
Вентили запорные ручные двухходовые сальниковые 92, 94, 95
— — — — бессальниковые 93, 94
— — — трехходовые 94, 96
— ручные регулирующие 100
— с электроприводом 97, 100
— терморегулирующие 138, 142
— электромагнитные 150, 152
Влажность воздуха, измерение 167, 168
— — относительная 169
Водорегуляторы 118
Воздействие задающее 109
— регулирующее 109
Воздухоотделители 88
Воздухорегуляторы 121
Воздухоохладители, испытания 224
— классификация 43
— контактные 61
— оросительные 63
— поверхностные 44
— — конструкции 56
— — коэффициент охлаждения 48
— — — теплопередачи 47
— — расчет 55
— — сопротивление аэродинамическое 53
— смешанные 60
— ударно-пенные 65, 66
— форсуночные 61
— циклонно-пенные 65, 66

Гидроциклон 80
Гидравлическое сопротивление. см. Сопротивление гидравлическое

Датчики — реле давления 121, 124
— — одинарные 121, 124, 126
— — сдвоенные 123, 126, 127
— разности давлений 129
— температуры 133, 135
Динамометр балансирный 189

Задвижки ручные 96
— с электроприводом 96
Закон управления 110

Измерение момента крутящего 189
— давлений быстроменяющихся 176
— перемещения пластин клапанов 187
— при испытаниях компрессоров 214
— температур быстроменяющихся 183
Испарители, испытания 221
— классификация 3, 28
— кожухотрубные затопленного типа аммиачные 28, 29, 30
— — — — фреоновые 31
— — с внутритрубным кипением 34, 35
— оросительные 34
— панельные 38
— пластинчатые 38, 39
— расчет тепловой 39
Испытания виброшумовые 232
— классификация 194
— исследовательские 195
— компрессоров поршневых 211
— — — объем испытаний 212
— — — режимы спецификационные 216
— периодические 194
— приемочные 194
— приемо-сдаточные 194
— стандарты 195
— стенды 201
— холодильных машин абсорбционных
— — — — номенклатура параметров
— — — — расчет характеристик
— — — водоохлаждающих 202
— — — двухступенчатых 203
— — — каскадных 203
— — — малых 196
— — — с компрессорами винтовыми 199
— — — — — поршневыми (холодопроизводительность более 3 кВт) 199
— — — — — центробежными 199

Камера психрометрическая 226
Клапаны обратные 105, 106
— предохранительные 101
— — выбор 105
— — коэффициент максимальный условной пропускной способности 103
— — степень герметичности 104
Конденсаторы водяные, испытания 227
— — классификация 3
— — кожухотрубные горизонтальные аммиачные 7, 8, 9
— — — вертикальные 10, 12
— — — фреоновые 9, 10
— для машин холодильных с центробежными компрессорами 11
— — скорость движения воды 10
— воздушные, испытания 229
— — аммиачные 17, 19
— — классификация 3
— — особенности эксплуатации 19
— — расчет тепловой 21

— — фреоновые 17
— испарительные 25, 26
— — испытания 228
— — расчет тепловой 26
— оросительные 23
— — расчет тепловой 26
— пластинчатые 13
— — расчет тепловой и гидродинамический 15
Коэффициент влаговыпадения
— контакта 47, 52
— лучеиспускания поверхности батарей 68
— максимальный условной пропускной способности арматуры 91
— — — — — клапанов регулирующих 101
— — — — — — предохранительных 103
— облученности 69
— оребрения 44
— орошения 71
— охлаждения воздухоохладителей 47
— подачи, определение при испытаниях 217
— полезного действия компрессора, определение при испытаниях 217
— температурный 218
— теплопередачи батарей 70
— — змеевика промежуточного сосуда 230
— — конденсаторов водяных кожухотрубных 10, 11, 14
— — — воздушных 17, 19, 22
— — — испарительных 27
— — испарителей кожухотрубных затопленного типа 30, 32, 33
— — — с внутритрубным кипением 36, 37
— — — оросительных 34
— — — панельных 38
— — — пластинчатых 39
— холодильный, определение при испытаниях 217

Мановакуумметры 166
Манометры поршневые 168
— дифференциальные мембранные 165
— жидкостные 167
— показывающие пружинные 165, 166
Маслоотделители аммиачные 81
— инерционные 80
— промывные 79
Маслосборники 82
Мера 157

Неравномерность регулятора 110

Осушители 88
Отделители жидкости гравитационные аммиачные 76, 77
— — — пропановые 177

Плотность теплового потока оптимальная 6
Поверхности ребристые воздухоохладителей 16
Погрешности измерения 231
— — оценка 230
Помехи вибрационные и шумовые 237
Преобразователи вторичные стандартные 164
— тензометрические 131
Приборы электронные ряда ПТР 136, 137
— — — РТ 134
Присоединение арматуры 91

Рамка указателя уровня 106
Расходомеры 170, 171
Регуляторы дроссельные 113
Регуляторы давления 112, 113
— температуры 130
— — пилотные 131
— уровня пилотные 149
Реле уровня 147
Режимы сравнительные 196
— испытания воздухоохладителей 224
— — испарителей 223
— — конденсаторов 227
— — спецификационные для испытания компрессоров 216
Ресиверы дренажные 85
— защитные 84
— линейные 82
— циркуляционные 83
Ротаметры 171, 172, 173

Секции батарей 67, 68
Сигнал управляющий 109
Система измерительная 157, 176, 183, 187
Содержание воздуха в паровоздушной смеси 87
Сопротивление аэродинамическое воздушного конденсатора 23
— гидравлическое конденсаторов водяных кожухотрубных 15
— — — воздушных 22
— испарителей затопленного типа 41
— — — с внутритрубным кипением 43
— тепловое загрязнений 15
Сосуды промежуточные 79
— — испытания 230
Стенд для испытания воздухоохладителей 224
— — — испарителей 223
— — — конденсаторов воздушных 229
— — — водяных 227
— — — — испарительных 228
— — — компрессоров 214
— — — малых холодильных машин 197
— — — холодильного оборудования 201
Счетчики 171, 174, 175

Таблица-фигура 91
Теплообменники регенеративные 86
— — испытания 230
Термопреобразователи сопротивления, инерционность 158
— — поверхностные 160
— — погружные 159
— — таблицы градуировочные 159, 160
— полупроводниковые 161
— термоэлектрические 162, 163
Термометры жидкостные стеклянные 162

Указатель уровня 106

Фильтры 89

Электропривод для арматуры 98
Эталон 157

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава I. **Теплообменные аппараты** (д-р техн. наук А. А. Гоголин, канд. техн. наук В. А. Гоголин, д-р техн. наук Г. Н. Данилова, инж. В. Н. Кротков, канд. техн. наук Н. М. Медникова) 3

Общие сведения 3
Конденсаторы 7
Конденсаторы с водяным охлаждением 7
Конденсаторы с воздушным охлаждением 15
Испарительные и оросительные конденсаторы 23
Испарители 28
Кожухотрубные испарители затопленного типа 28
Кожухотрубные оросительные испарители 34
Испарители с кипением холодильного агента внутри труб 34
Особенности теплового расчета испарителей 39
Воздухоохладители и охлаждающие батареи 43
Поверхностные воздухоохладители 44
Смешанные воздухоохладители 60
Контактные воздухоохладители 61
Охлаждающие батареи 66
Условные обозначения 70
Список использованной литературы 72

Глава II. **Вспомогательные аппараты и арматура холодильных машин и установок** (инж. М. Е. Ануфриев, инж. В. Л. Турецкий) 75

Вспомогательные аппараты 75
Отделители жидкости 75
Промежуточные сосуды 77
Маслоотделители 79
Маслосборники 82
Ресиверы 82
Регенеративные теплообменники 86
Воздухоотделители 86
Осушители 88
Фильтры 89
Арматура 89
Общие сведения 89
Запорная арматура 91
Регулирующая арматура 100
Предохранительнаяи защитная арматура 101
Контрольная арматура 106
Список использованной литературы 107

Глава III. **Приборы и средства автоматизации** (канд. техн. наук В. С. Ужанский, инж. Л. С. Вольская, канд. техн. наук А. Г. Ротенберг) 109

Общие сведения 109
Приборы для регулирования и сигнализации давлений и разности давлений 112
Регуляторы с плавными характеристиками 112
Приборы с релейными характеристиками 121
Приборы для регулирования и сигнализации температуры и разности температур 130
Регуляторы с плавными характеристиками 130
Приборы с релейными характеристиками 133
Терморегулирующие вентили (регуляторы перегрева) 138
Приборы для регулирования и сигнализации уровня 147
Электромагнитные вентили 150
Условные обозначения 154
Список использованной литературы 156

Глава IV. **Измерения в холодильной технике** (канд. техн. наук Е. М. Агарев, инж. Л. Е. Медовар, канд. техн. наук И. А. Павлова, инж. Л. А. Головацкая) 157

Общие сведения 157
Измерение температуры 158
Измерение давления 165
Измерение влажности воздуха 167
Измерение расхода 170
Измерения быстроменяющихся параметров 171
Измерение быстроменяющихся давлений 176
Измерение быстроменяющихся температур 183
Измерение перемещений пластин клапанов 187
Измерение крутящего момента 189
Условные обозначения 192
Список использованной литературы 193

Глава V. **Испытания холодильных машин** (канд. техн. наук Р. Л. Данилов, инж. Ю. В. Дмитриев, канд. техн. наук А. С. Крузе, канд. техн. наук Н. М. Медникова, канд. техн. наук А. С. Нуждин, д-р техн. наук Л. М. Розенфельд, канд. техн. наук В. А. Тихомиров, канд. техн. наук Н. Г. Шмуйлов, канд. техн. наук Б. Л. Цирлин) 194

Общие сведения 194
Основные характеристики холодильных машин 195
Испытания парокомпрессионных холодильных машин 196
Испытания малых холодильных машин 196
Испытания холодильных машин и агрегатов с поршневыми (холодопроизводительностью более 3 кВт), винтовыми и центробежными компрессорами 199
Испытания абсорбционных холодильных машин 206
Испытания компрессоров холодильных машин 211
Испытания поршневых компрессоров 211
Испытания центробежных компрессоров и компрессорных агрегатов 218
Испытания теплообменных аппаратов 220
Основные характеристики теплообменных аппаратов 220
Испытания испарителей с жидким хладоносителем 221
Испытания воздухоохладителей 224
Испытания конденсаторов 227
Испытания промежуточных сосудов и регенеративных теплообменников 230
Оценка погрешностей измерений 230
Вибрационные и шумовые испытания 232
Условные обозначения 240
Список использованной литературы 242
Предметный указатель 244

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ, ПРИБОРЫ АВТОМАТИЗАЦИИ И ИСПЫТАНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Редактор Г. А. Гусева
Художественный редактор Е. К. Селикова
Технический редактор Г. А. Алавина
Корректоры Т. Н. Бобрикова
и Е. А. Постникова

ИБ № 1009

Сдано в набор 06.06.83 г. Подписано в печать 02.03.84 г. Т-00376. Формат 70×90 1/16. Бумага книжно-журнальная. Литературная гарнитура. Высокая печать. Печ. л. 15,5. Усл. п. л. 18,14. Усл. кр.-отт. 18,14. Уч.-изд. л. 25,31. Тираж 13 000 экз. Заказ 423. Цена 1 р. 60 к.

Издательство «Легкая и пищевая промышленность», 113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., д. 12.

Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.

Евгений Михайлович Агарев
Михаил Ефимович Ануфриев
Людмила Сергеевна Вольская
Анатолий Аркадьевич Гоголин
Виктор Анатольевич Гоголин
Любовь Алексеевна Головацкая
Рафаил Леонидович Данилов
Галина Николаевна Данилова
Юлиан Васильевич Дмитриев
Владимир Николаевич Кротков
Александр Сергеевич Крузе
Наталья Матвеевна Медникова
Лазарь Ефимович Медовар
Анатолий Сергеевич Нуждин
Ирина Алексеевна Павлова
Лев Маркович Ровенфельд
Александр Григорьевич Ротенберг
Владимир Алексеевич Тихомиров
Виктор Львович Турецкий
Владимир Савельевич Ужанский
Бениамин Львович Цирлин
Николай Георгиевич Шмуйлов